

81

# РОБОТОТЕХНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И КОМПЛЕКСЫ

Под редакцией  
канд. техн. наук И. И. МАЧУЛЬСКОГО

Утверждено  
Департаментом кадров  
и учебных заведений МПС России  
в качестве учебного пособия  
для студентов вузов  
железнодорожного транспорта



МОСКВА "ТРАНСПОРТ" 1999

УДК 621.86  
ББК 32.816  
Р 58

## ВВЕДЕНИЕ

**Робототехнические системы и комплексы: Учеб. пособие для вузов/ И. И. Мачульский, В. П. Запятой, Ю. П. Майоров и др.; Под ред. И. И. Мачульского. М.: Транспорт, 1999. 446 с.**

Приведены теоретические основы робототехники и общие сведения о манипуляторах и роботах, основы создания систем автоматизированного проектирования манипуляционных систем, приводов, передаточных механизмов, захватных устройств и несущих конструкций манипуляторов и робототехнических комплексов большой грузоподъемности.

Для студентов вузов железнодорожного транспорта, обучающихся по специальностям "Робототехнические системы и комплексы" и "Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование". Может быть полезно студентам других вузов, изучающим подобные дисциплины, а также специалистам, занимающимся вопросами автоматизации производственных процессов.

Ил. 242, табл. 29, библиогр. 103 назв.

Книгу написали: В. П. Запятой — введение, главы 1, 2, 4, 5, 7, 8; Ю. П. Майоров — глава 3; А. В. Вершинский — глава 6; И. И. Мачульский — глава 9; Г. С. Загорский — глава 10.

Рецензенты: канд. техн. наук А. Н. Иловайский, канд. техн. наук В. С. Соколов  
Заведующий редакцией Н. Л. Немцова  
Редакторы: Е. Б. Васюкевич, Е. С. Столкова

Современный опыт развития мирового сообщества доказывает, что демократическое, социально ориентированное, экономически развитое государство заботится об улучшении условий и охране труда, научной организации, о сокращении, а в дальнейшем и полном вытеснении тяжелого физического труда на основе комплексной механизации и автоматизации производственных процессов во всех отраслях народного хозяйства.

Развитие научно-технического прогресса стало возможным вследствие создания и совершенствования вычислительной техники. Это позволило автоматизировать технические и бухгалтерские расчеты, планирование, управление, проектирование и др. Однако многие виды ручного труда, которые тяжело, не интересно, а порой и опасно выполнять человеку, все еще остаются неавтоматизированными. Это относится к операциям по подъему и транспортированию различных грузов в промышленности, строительстве, сельском хозяйстве, при добыче полезных ископаемых, проведении научных исследований и т.п.

В полной мере это относится и к транспортным отраслям народного хозяйства. Увеличение грузопотока, сокращение времени простоя транспортных средств под погрузкой и разгрузкой, обработка, складирование и хранение грузов, да и само производство автомобилей, судов, подвижного состава невозможны без применения новых универсальных автоматизированных технических средств, называемых роботами и манипуляторами.

Актуальнейшей остается проблема комплексной механизации и автоматизации подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских работ.

Резкий рывок в развитии робототехники в начале сороковых годов XX в. был предопределен всем ходом развития истории человечества.

Первые попытки заменить труд человека самостоятельно действующими устройствами относятся к глубокой древности. Сначала эти попытки преследовали цель создания автоматов, точно копирующих движения человека (андроидов). Известны работы Герона Старшего,

© Коллектив авторов, 1999  
© Оформление, иллюстрации,  
издательство "Транспорт", 1999

ISBN 5-277-01999-5

жившего в Александрии в I в. и описавшего в своих книгах свыше сотни таких автоматов. Среди них гравитационный автомат для разлива "святой воды", выдававший через определенное время изумленному прихожанину культового сооружения порцию "святой воды".

Существенное влияние на развитие элементов автоматике и робототехники оказало появление и совершенствование часов.

Ржевский механик Т. И. Волосков (1729—1806 гг.) создал замечательные астрономические часы, выполнявшие чрезвычайно сложные математические вычисления и воспроизводившие их результаты. Часы отсчитывали часы, дни и годы, учитывая простые и високосные, показывали положение и фазы Солнца и Луны и т.п. Так, впервые были применены принципы и отдельные механизмы, впоследствии получившие широкое применение в автоматах, использовавшихся для производственных целей.

Передовые русские техники XVIII в. создали многие автоматические устройства, имевшие существенное значение для создания и развития новой промышленной базы. Механик А. Нартов впервые в мире применил автоматический суппорт для построенных токарно-копировальных станков (20-е годы XVIII в.). В этом же ряду изобретения И. И. Ползунова (1728—1766 гг.), в том числе автоматический регулятор уровня воды в котле его "огнедействующей" машины.

Новый толчок в развитии технических средств автоматике и робототехники принципов их действия, которые находят применение в роботах и в настоящее время, дало открытие и практическое применение электричества в XIX в.

Русский ученый П. Л. Шиллинг (1789—1837 гг.) впервые в истории техники добился дистанционного взрыва мины с помощью электрического тока (1822 г.). В 1830 г. П. Л. Шиллинг разработал и применил в изобретенном им электрическом телеграфе первое магнитно-электрическое реле, на примере которого основано действие многих современных автоматических и телемеханических устройств.

Большой интерес представляют работы талантливого изобретателя А. П. Давыдова. В 1867 г. на артиллерийской батарее "Не тронь меня" было проведено испытание разработанной им системы автоматической стрельбы, которая являлась первой в истории техники дистанционно управляемой автоматической системой с несколькими объектами управления.

Технические средства автоматике внедрялись в технику железнодорожного транспорта и электросвязи. В 80-х годах XIX в. Ф. И. Балюкевич, В. М. Тагайчиков и другие разработали ряд устройств автоматической сигнализации на железнодорожном транспорте. В 1891 г. В. А. Зеест применил первую взаимозаменяющую блокировочно-железную систему. В 1887 г. К. А. Мосщицкий сконструировал "самодействующий центральный коммутатор", с помощью которого можно было соединить небольшое число абонентов автоматически.

К началу XX в. была создана необходимая техническая база и созрели все условия для начала осуществления многовековой мечты человечества — создания устройств, заменяющих человека в процессе труда, т.е. роботов.

Этот термин был введен в 1921 г. знаменитым чешским писателем Карелом Чапеком. В его пьесе "Россумские универсальные роботы" в качестве персонажей действуют не только люди, но и роботы — искусственные люди. Их основными чертами являются механическое совершенство и невероятно сильный интеллект. В этих фантастических образах К. Чапек художественными средствами ближе других подошел к идее создания (всего через 35 лет) универсального автомата, снабженного механической рукой и названного "промышленный робот", освободившего человека от неквалифицированного, монотонного, а в некоторых случаях опасного для его здоровья труда.

Но к этому событию робототехника шла через этапы создания оригинальных устройств, имевших внешнее сходство с человеком, открывших Всемирную выставку в Нью-Йорке и выставку Британской ассоциации инженеров по моделированию (1928 г.), создания кибернетики и появления первых электронных вычислительных машин, создания радиолокационных станций, применения механических манипуляторов, предназначенных для работы с радиоактивными, взрывоопасными и токсичными материалами и устройствами, — предшественников промышленных роботов.

Современное состояние робототехники характеризуется широким внедрением в народное хозяйство развитых стран промышленных роботов. Уже к 1989 г. в Японии парк этих машин составлял 174 тыс. ед., в США — 35 тыс. ед., в Германии — около 15 тыс. ед.

Отечественная промышленность только в 1981—1985 гг. выпустила свыше 40 тыс. промышленных роботов. Существенен прогресс робототехники на транспорте, в частности, на погрузочно-разгрузочных участках, складах, автоматизированных контейнерных терминалах и др.

Широко практикуемые на транспорте пакетные перевозки позволяют повысить производительность погрузочно-разгрузочных и складских работ в 3—5 раз. Для пакетирования тарно-штучных грузов одинакового размера применяют пакетирующие машины-автоматы. При необходимости формировать на поддонах пакеты грузов различного размера или с различной схемой укладки процесс усложняется, и для этого применяют промышленные роботы грузоподъемностью 50—100 кг и производительностью до 20 т/ч.

Автоматизированные стеллажные склады, оснащенные перегрузочными манипуляторами — кранами-штабелерами, позволяют, например, увеличить использование объема склада до 65—80 % против 10 % при ручном штабелировании, снизить на 35—40 % стоимость переработки грузов, увеличить в 1,3—1,5 раза производительность

труда. Еще более эффективны стеллажные автоматизированные склады с использованием трансроботов, трансферроботов, вертикальных подъемников (система "Робот").

На автоматизированных контейнерных терминалах применяются роботизированные контейнерные краны, обеспечивающие выполнение большинства операций по перегрузке контейнеров без участия оператора—машиниста крана (японская фирма "Hitachi") и др.

Комплексная автоматизация погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ обуславливает необходимость создания подъемно-транспортной техники с автоматизированным управлением операциями подъема, передвижения машин, захвата и освобождения груза и т.п.

Настоящее учебное пособие позволит читателю подготовить себя к восприятию сложного материала по устройству, принципам действия роботов, методам расчета и проектирования их механизмов, приводов, несущих конструкций с тем, чтобы вести передовые разработки техники завтрашнего дня, используя богатейший опыт отечественной и зарубежной науки и практики, сосредоточенный в многочисленных литературных источниках.

## Глава 1

### ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МАНИПУЛЯТОРАХ И РОБОТАХ

---

#### 1.1. Определение понятия "робот"

До сих пор нет однозначного мнения по поводу содержания понятия "робот". Многие ученые исходят из того, что в своей основе это понятие должно отражать идею создания искусственной технической системы, способной выполнять действия, свойственные интеллектуальной системе "человек" [28]. Отсюда вытекает следующее определение: робот — это система, заменяющая человека в процессе труда, обладающая основными функциональными возможностями человека, при этом реализация этих возможностей производится с использованием различных технических средств.

В настоящее время существуют машины, заменяющие труд человека. Они являются основой проводимой автоматизации производства и называются автоматами. Однако, как правило, эти машины являются одноцелевыми, т.е. заменяют человека с целью выполнения какой-то одной его функции. Именно этим отличаются автоматы от устройств, называемых роботами.

Для наглядного качественного представления содержания, вкладываемого в понятие "робот", можно изобразить некое условное трехмерное пространство живого существа (рис. 1.1) [72], в котором по трем осям отложены уровни: интеллекта, физических возможностей и функциональных способностей. Уровень интеллекта в данном представлении включает в себя способности ощущения, восприятия, памяти, "мышления" и т.п. Физические возможности — это сила, скорость, способность к длительной непрерывной работе, стабильность характеристик, надежность и др. Функциональные способности означают возможность перемещений в пространстве, маневренность, универсальность и т.п.

В представленном условном трехмерном пространстве изображен робот, который можно охарактеризовать как трехмерную систему (устройство), соответствующую пространству живого разумного существа. В этом представлении грузоподъемная, дорожно-строительная, землеройная и им подобные машины являются двумерными устройствами, которые обладают, помимо физических возможностей, еще и способностью к перемещению в пространстве, маневренностью и т.п.

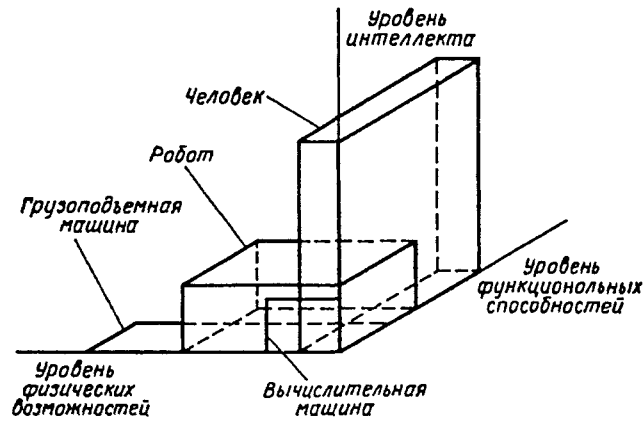


Рис. 1.1. Условное пространство живого существа

Вычислительные и другие информационные машины также считаются двумерными системами, которые наряду с физическими возможностями обладают некоторым интеллектом.

Автоматы и другие машины одноцелевого назначения в представленном пространстве можно считать одномерными устройствами.

## 1.2. Назначение и области применения роботов

Роботы по назначению и областям их применения можно подразделить на три класса (рис. 1.2): манипуляционные (или роботы-манипуляторы), информационные и шагающие.

Наиболее обширен класс роботов-манипуляторов. К нему относятся промышленные роботы, погрузочные манипуляторы, роботы для работы в экстремальных условиях, а также медицинские и бытовые манипуляционные роботы.

Класс информационных роботов включает в себя аппараты для исследования космического пространства, а также подводные роботы для исследования дна и подводного пространства и т.п. Эти роботы предназначены для автоматического получения и передачи информации об исследуемых объектах.

Большое внимание уделяется в настоящее время разработке шагающих роботов. Этот класс включает в себя роботов-экзоскелетов, которые предназначены для восстановления двигательных функций ног больного человека (медицинские роботы-экзоскелеты) или для технического усиления мощности нижних конечностей здорового человека (роботы-усилители), а также шагающие аппараты (двуногие или многоногие) [18, 51].

Большими возможностями обладают дистанционно управляемые роботы при работе в космосе. Это — использование их в рабочих полетах искусственных спутников Земли, в исследовании Луны и планет Солнечной системы, а также их спутников, астероидов, комет и др. [28].

Известны устройства для исследования околоземного космического пространства и планет Солнечной системы, разработанные в СССР и США.

Большой вклад в развитие этой области знаний внесли советские ученые. Свидетельством тому разработанные и успешно работавшие информационные роботы типа "Луноход", аппараты для исследования Венеры и др. "Луноход" является классическим примером использования роботов для исследования поверхности планет и их спутников, взятия проб грунта, ориентирования, картографирования и фотографирования участков местности, передачи этой информации на Землю. Будучи снабженным универсальным манипулятором, этот робот может выполнять монтажные работы, вести разведку местности, обслуживать буровые установки, находить и переносить различные объекты и т.п.

Разрабатываются роботы, которые позволят проводить инспекцию космических аппаратов, захват, остановку вращения и буксирование искусственных спутников, спасение космонавтов, находящихся в поврежденном космическом корабле, а также потерявших связь с кораблем при выходе в открытый космос, выполнять монтаж и ремонт

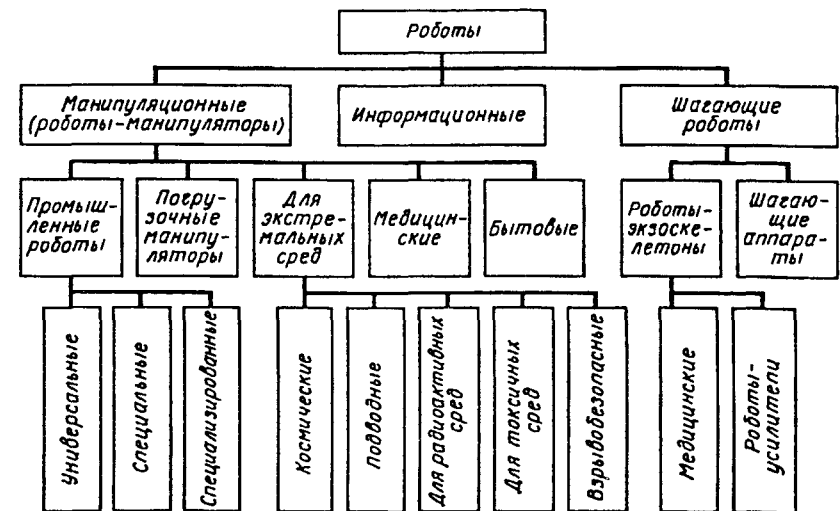


Рис. 1.2. Классификация роботов по назначению и областям применения

антенн и других элементов космического корабля, замену отдельных блоков корабля, ядерных и других источников энергии, снимать образцы и приборы с космических объектов, производить сбор образцов и забор грунта исследуемых планет, определять свойства грунтов и т.п.

Разработаны подводные роботы для проведения океанологических исследований. Это — поиск и обеспечение подъема затонувших объектов, аварийно-спасательные и инспекционные работы, исследование дна и подводного пространства, проведение геологических работ на морском дне, монтажные работы, сбор представителей подводной флоры и фауны и т.д. При освоении континентального шельфа и дна морей и океанов этих роботов используют для обслуживания и ремонта оборудования подводных нефтяных скважин, разведки и добычи полезных ископаемых со дна в виде россыпей руд и конкреций и т.п.; в военных целях: для создания и обслуживания подводных баз снабжения атомных подводных лодок, ракетных баз, спасения экипажей затонувших подводных лодок, зачаливания и подъема со дна затонувших объектов военного назначения, искусственных спутников Земли, утерянных ядерных бомб, неисправных подводных аппаратов и пр. [28, 101].

Робототехнические устройства используют при работе с радиоактивными материалами при проведении диагностирования, а также при монтажных работах и ремонте действующих ядерных реакторов атомных электростанций, морских кораблей и подводных лодок, на установках регенерации ядерного топлива и т.п. [1, 4].

Одна из областей применения роботов — производство с взрывоопасными средствами и материалами, в оборонной промышленности — при работе с боеприпасами.

Широки возможности применения роботов в медицине [28]. Это — создание искусственных конечностей, протезов и ортотических устройств. Эти средства гибки, универсальны и управляются оператором-инвалидом. Ортотические устройства не полностью заменяют конечности, а дублируют функции поврежденных конечностей или их частей.

Применяют в медицине и так называемые мобильные роботы-манипуляторы ("механические сиделки"). Парализованный больной может выполнять с помощью этого устройства различные несложные операции: поворот тела, включение радио, телевизора и т.п. Управлять роботом можно на расстоянии, используя рукоятку или даже микропереключатель, укрепленный на языке. Разрабатываются манипуляторы для проведения сложнейших хирургических операций (в том числе и на сердце) без значительных разрезов тканей больного.

В 60—70 гг. XX в. получило развитие роботостроение для промышленных целей. Появились первые образцы автономно функционирующих автоматических устройств, т.е. промышленных роботов. В

настоящее время это самый распространенный класс роботов по разнообразию типов и количеству эксплуатируемых образцов.

В связи с острой необходимостью в комплексной механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских работ на железнодорожном транспорте, в лесной, дерево- и металлообрабатывающей промышленности, в сборочных работах, в торговле, сфере бытового обслуживания и других отраслях народного хозяйства используют погрузочные манипуляторы, которые позволяют не только выполнять захват, перенос и ориентацию грузов в пространстве, но и обеспечивать размещение грузов в рабочей зоне в строгом порядке [30].

Используют роботов и в сфере быта. Созданы робот-пожарный, робот-регулировщик уличного движения, робот-домашняя хозяйка и т.п.

Создание роботов, кроме прогресса в непосредственных областях их применения, приводит к развитию таких областей науки и техники, как кибернетика, механика, теория информации, теория автоматического управления, биология, медицина, океанология, техника связи и др.

### 1.3. Манипуляционные роботы

Манипуляционный робот представляет собой техническую систему, заменяющую труд человека, в состав которой входит орган воздействия на окружающую среду, т.е. манипуляционное устройство.

Рассмотрим обобщенную функциональную схему манипуляционного робота (рис. 1.3) [69]. Различные группы манипуляционных роботов включают в себя ту или иную часть блоков и связей, составляющих обобщенную схему.

Манипуляционное устройство (манипулятор) — это исполнительный орган, имитирующий действия человеческой руки в достаточно широком диапазоне масштабов увеличения или уменьшения ее геометрических размеров и мощности.

Манипуляционный робот может иметь одно или несколько (два, три и более) манипуляционных устройств. Полнота имитации движений рук человека манипуляционным устройством различна в зависимости от назначения робота. Движения манипулятора могут отличаться от движений руки человека. В суставах звенья манипулятора могут не только вращаться, но и перемещаться поступательно. Может изменяться длина некоторых звеньев с помощью телескопических устройств. Кисть руки человека имитируется в виде так называемого захвата, который бывает дву-, трехпалым и более. Захват предназначен для выполнения различных операций: захвата и переноса инструмента, заготовок, деталей, датчиков диагностического оборудования,

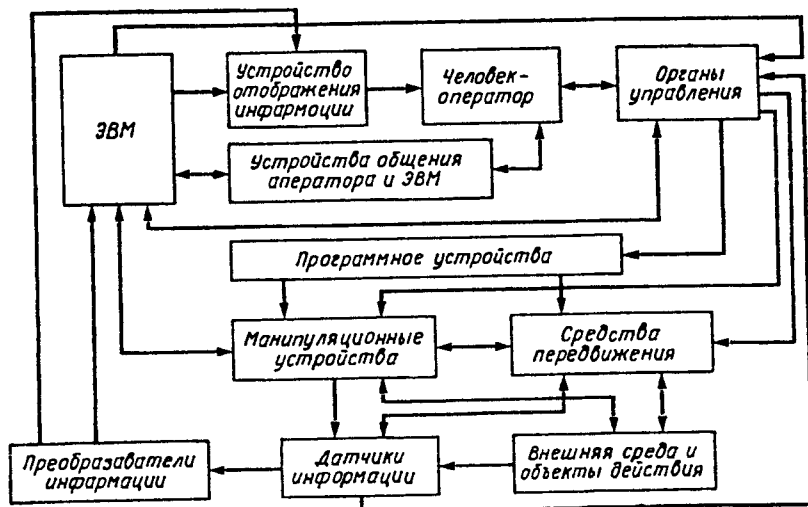


Рис. 1.3. Обобщенная функциональная схема манипуляционного робота

других объектов. На захвате могут быть установлены различные датчики информации манипуляционного робота.

Средства передвижения обеспечивают манипуляционному роботу процесс перемещения и могут быть колесными, гусеничными, шагающими, подвесными, настенными, летательными, плавающими, а также комбинированными, т.е. сочетающими различные типы приведенных средств.

Манипуляционные устройства, установленные на средствах передвижения, взаимодействуют с внешней средой и объектами действия — предметами, которыми робот должен манипулировать или которые он должен обходить как препятствия при выполнении задачи.

Устанавливаемые на манипуляционных устройствах и средствах передвижения датчики информации позволяют роботу ориентироваться во внешней среде должным образом для достижения заданных целей. Сигналы датчиков посредством преобразователей информации передаются в систему управления роботом.

**Классификация манипуляционных роботов по способу управления.** По способу управления манипуляционные роботы разделяют на три группы: автоматические, биотехнические и интерактивные (комбинированного управления) [70].

**Автоматическими манипуляционными роботами** называют устройства, которые действуют без непосредственного участия человека в управлении ими. Эти роботы применяются в тех случаях, когда манипуляционное устройство удалено на значительное расстояние от орга-

нов управления, либо когда очень высок темп работ, опасна внешняя среда или объекты действия, а ручное управление оказывается нецелесообразным или даже неосуществимым.

Автоматические манипуляционные роботы разделяют на три типа в соответствии с исторической последовательностью развития робототехники: программные манипуляционные роботы (I поколение), адаптивные (II поколение) и интегральные (III поколение).

Программные манипуляционные роботы представляют собой совокупность лишь нескольких блоков из обобщенной функциональной схемы, а именно: манипуляционных и программного устройств, органов управления и в некоторых случаях — средства передвижения.

Рассмотрим принципиальную схему программного манипуляционного устройства (рис. 1.4) [40, 45]. Здесь орган управления (задающее устройство) 3 оснащен в каждом сочленении звеньев датчиками положения. Сигналы с органа управления поступают в коммутатор 2 и затем в кодирующее устройство 1. Обработанная информация фиксируется на запоминающем устройстве 8 (магнитный барабан, магнитная лента, перфокарта, перфолента и т.п.) в виде программы работы манипуляционного робота. Эта программа, полученная в процессе "обучения" робота человеком-оператором, может многократно повто-

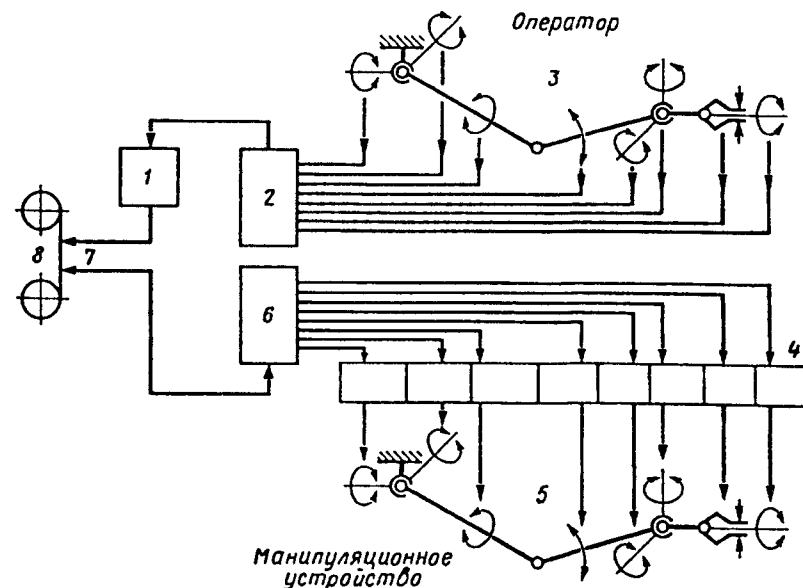


Рис. 1.4. Схема автоматического манипуляционного робота I поколения

ряться для выполнения определенного цикла операций исполнительным устройством, в которое входят считывающее устройство 7, коммутатор 6 и сервоприводы 4 для каждого из управляемых звеньев манипулятора 5.

Для манипуляционных роботов I поколения используются различные системы управления. В данном случае описаны позиционная либо контурная системы. Может применяться и цикловая система управления, в которой для позиционирования манипуляционного устройства робота по ограниченному числу точек программа его работы задается либо конечными выключателями, либо жесткими переналаживаемыми упорами.

Автоматические роботы I поколения выполняют совокупность жестко запрограммированных операций. В соответствии с этим необходимо, чтобы внешняя среда была должным образом организована, т.е. предметы (объекты действия), которыми манипулирует робот, должны быть строго ориентированы в пространстве. Программное устройство должно легко перестраиваться на выполнение другого комплекса операций.

К этому типу относится подавляющее большинство применяемых в настоящее время промышленных роботов. Широко будут использоваться они и в будущем для комплексной автоматизации производства.

Адаптивные манипуляционные роботы — это "очувствленные" роботы. Манипуляторы и средства передвижения таких роботов оснащают различными датчиками, которые выдают информацию о положении манипуляционного устройства, об основных свойствах внешней среды, о положении и свойствах объектов действия. Такими датчиками могут быть: тактильные, сигнализирующие о прикосновении элементов робота к различным предметам; телевизионные и оптические, образующие искусственное зрение; локационные, определяющие скорость относительного движения и расстояние до объектов действия; датчики усилий и моментов, действующих на исполнительных органах робота при проведении операций; датчики, сигнализирующие о температуре, цвете, звучании объектов действия и внешней среды и т.д. [99, 100, 101].

Сигналы датчиков преобразуются в блоке преобразователей информации, обрабатываются на электронной вычислительной машине (ЭВМ) или в более простых логических устройствах с целью формирования сигналов управления, подаваемых на манипуляционные устройства и средства передвижения робота.

В роботах датчики вместе с преобразователями информации и ЭВМ составляют сенсоры, которые "очувствляют" манипуляционный робот. Вследствие этого робот действует с учетом фактической обстановки, т.е. он получает возможность адаптации (приспособляемости) к реально складывающейся обстановке. Таким образом, для адаптив-

ных роботов объекты действия могут быть произвольно ориентированы в пространстве, внешняя среда — частично изменяться.

В 1961 г. в США аспирантом Массачусетского технологического института Эрнстом было разработано устройство, которое получило название "рука Эрнста". Это устройство [40] представляет собой робот, на захвате которого установлены: контактные (тактильные) датчики, сигнализирующие о нахождении объекта между губками захвата, о контакте объекта с внешними поверхностями губок, о соприкосновении манипулятора с полом; фотодиоды, реагирующие на темные объекты; датчики усилия, определяющие положение объекта в захвате и степень его сжатия.

Информация с датчиков обрабатывается ЭВМ, связь ее с механической частью системы и датчиками осуществляется автоматической системой управления.

Этот робот способен собрать в коробку разбросанные в рабочей зоне манипулятора кубики различного размера. При этом программа предусматривает следующий порядок операций:

- поиск коробки в рабочей зоне манипулятора;
- определение места нахождения коробки, положения ее относительно захвата, а также ее размера по отношению к максимальному раскрытию захвата (предусматривается также перемещение коробки в определенное место рабочей зоны);

- возвращение захвата в исходное положение для поиска кубиков по вполне определенной траектории (во время поиска робот периодически проверяет, не превышает ли высота нахождения захвата 50 мм высоту кубиков);

- определение положения найденного кубика;
- захват найденного кубика;
- перенос кубика к коробке;
- опускание кубика в коробку;
- возвращение захвата в позицию, в которой был обнаружен предыдущий кубик, продолжение поиска следующего кубика;
- при нахождении очередного кубика — действия с п. 4 программы.

Каждая операция основной программы включает в себя в определенной последовательности подпрограммы, которые аналогичны некоторым стереотипам движений человеческой руки. После выполнения каждой подпрограммы робот оценивает информацию датчиков и на основании этого выбирает следующую подпрограмму.

Если человек вмешивается в процесс поиска и складирования кубиков, система способна решать логические задачи. Например, если в процессе поиска коробку переставляют на новое место по ходу движения захвата, робот обнаруживает ее, прерывает основную программу, относит коробку на прежнее место, а затем продолжает поиск кубиков по прежней основной программе.



Кроме подпрограмм "память", вычислительная машина робота хранит и некоторые модели реальных объектов внешней среды, например сведения о том, что коробка значительно больше каждого кубика и т.п.

Сведения, хранящиеся в "памяти" ЭВМ, составляют "внутренний мир" этого адаптивного робота, что позволяет ему действовать, приспособившись к меняющейся обстановке.

Интегральные манипуляционные роботы — это роботы с искусственным интеллектом. Они имеют широкий выбор элементов "очувствления" средств распознавания образов, т.е. достаточно развитый сенсорный аппарат. Действуя по заранее составленной программе, они способны корректировать ее в соответствии с меняющейся обстановкой. Причем в процессе работы в изменяющейся внешней среде робот постоянно обучается, накапливая таким образом опыт действий, и в случае повторения ситуации решение будет уже стандартным.

Система управления интегральными манипуляционными роботами имеет сложную структуру, состоящую из нескольких уровней. На первом уровне производится управление приводами манипулятора и средствами передвижения. Второй уровень — формирование сигналов управления этими приводами; третий уровень — программирование операции, а последующий — планирование комплекса операций и т.д.

Биотехнические манипуляционные роботы — это роботы, в систему управления которых включен человек-оператор. Их подразделяют на командные и копирующие.

Командные манипуляционные роботы управляются оператором дистанционно с командного устройства нажатием кнопок или давлением на управляющую рукоятку.

Кнопочный режим управления мало эффективен, так как он предполагает поочередное включение отдельных приводов манипуляционного устройства для управления им. В каждый момент времени можно управлять лишь одним приводом манипулятора. Для одновременного управления несколькими приводами (обычно двумя) необходима длительная тренировка оператора. Выполнение операций в этом режиме требует значительного времени.

Командное управление от рукоятки позволяет задавать направление перемещения захвата робота. При этом специальная вычислительная машина распределяет управление по приводам звеньев манипуляционного устройства таким образом, чтобы реализовывались задаваемое оператором движение захвата и его угловая ориентация.

Представление о движении звеньев манипуляционного устройства командного робота и о правильности выполнения им операций оператор получает с помощью средств отображения информации.

Недостатком командных манипуляционных роботов является невысокая точность при выполнении сложных операций. Также оказывается невозможным для одного оператора одновременное управление двумя манипуляционными устройствами робота.

В условиях повышенной радиации сложные электронные устройства системы управления способны работать в течение не более десятков минут. Это стало ясно при ликвидации последствий аварии на Чернобыльской АЭС в 1986 г. Несколько мобильных роботов зарубежных фирм оказались недееспособными уже после первых 10—15 мин нахождения в зоне высокой радиации.

Разработанные в 1986 г. в МГТУ им. Н. Э. Баумана биотехнические мобильные роботы с командным управлением на базе релейных контактных элементов автоматики показали высокую работоспособность в таких условиях, и их ресурс работы составил сотни часов. Для выполнения работ по ликвидации последствий аварии на Чернобыльской АЭС были созданы три образца мобильного робототехнического комплекса типа "Мобот" двух модификаций [49].

Мобильный робототехнический комплекс состоит из мобильного робота, поста оператора, линии связи и дополнительного оборудования. К основным системам мобильного робота относятся шасси, навесное оборудование, информационная система и система управления.

Мобильный робот (рис. 1.5) представляет собой гусеничное шасси 10 с установленным на нем навесным оборудованием, включающим в

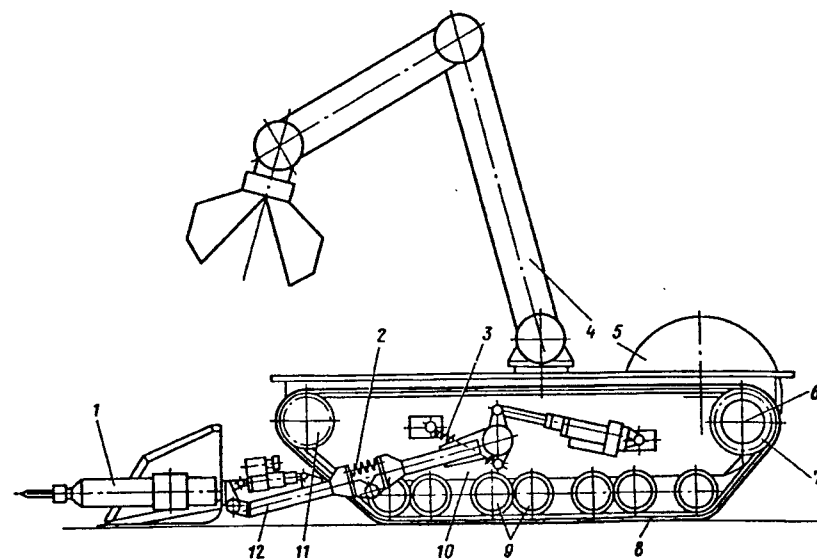


Рис. 1.5. Схема мобильного робота "Мобот-Ч"

себя манипулятор 4, погрузчик фронтальный 12, барабан с кабелеукладчиком 5, а также информационную систему, состоящую из телевизионной и акустической частей, датчиков уровня радиации, и систему управления (описание ходовой части представлено в гл. 8).

Техническая характеристика мобильных робототехнических комплексов приведена в табл. 1.1.

В качестве навесного оборудования первоначально разработаны четырех-, а затем пятиступенной манипуляторы со сменными рабочими органами и фронтальный погрузчик с двумя степенями подвижности.

Выбранная кинематическая схема манипулятора и ее конструктивная реализация позволяют получить высокую грузоподъемность и необходимую зону обслуживания при его относительно небольших габаритных размерах и массе. Манипулятор оснащен сменными рабочими органами: ковшом-схватом с плоскопараллельным движением губок, трехпалым схватом и отбойным молотком 1.

Исходя из требований, предъявляемых к фронтальному погрузчику мобильного робота, и анализа наиболее известных его схем разработана схема частичной разгрузки стрелы погрузчика с применением пружин 3, что позволило повысить его грузоподъемность на 40 %. Кроме того, в раму введены два упругих шарнира 2, что предохраняет ковш, элементы рамы и приводы фронтального погрузчика от перегрузок, действующих при работе ковша на неровном основании [64].

Таблица 1.1. Техническая характеристика дистанционно-управляемых мобильных робототехнических комплексов

Параметр	Мобот-Ч	Мобот-Ч2
Грузоподъемность манипулятора, кг	88	100
Число степеней подвижности	4	5
Максимальное раскрытие схвата, м	0,25	0,3
Грузоподъемность погрузчика, кг	90	120
Скорость движения, км/ч	0,24	0,25
Максимальная сила тяги на крюке, Н	4000	5200
Энергоснабжение	Кабельное	
Привод основных перемещений	Электромеханический	
Система управления	Командная	
Рабочая длина кабеля, м	200	200
Рабочая длина с кабель-вставкой, м	400	400
Габаритные размеры, м	2,2×1,1×1,75	2,2×1,1×1,4
Масса, кг	450	580

С внешних сторон щек ковша фронтального погрузчика предусмотрены места для установки отбойного молотка. В случае необходимости работы отбойным молотком он откидывается в рабочее положение и после окончания работы возвращается в исходное положение.

В кормовом отсеке мобильного робота единым блоком установлен кабелеукладчик. Блок состоит из рамы, на которой размещается барабан со специально изготовленным кабелем. Последний с помощью специального устройства кабелеукладчика автоматически сматывается и наматывается на барабан. Скорость укладки кабеля на барабан синхронизирована со скоростью перемещения мобильного робота.

Входящее в информационную систему устройство технического зрения позволяет управлять движением робота, следить за укладкой кабеля, работой навесного оборудования. Устройство технического зрения состоит из курсовой и обзорной телекамер и мониторов, установленных на посту оператора.

Зрительная информация, получаемая оператором, может дополняться акустической, что позволяет более точно оценить работу навесных механизмов и всего робота.

Уровень мощности дозы радиации измеряется датчиком ИМД-2, закрепленным на конечном звене манипулятора. Текущие уровни дозы отображаются на цифровом приборе, установленном на столе оператора.

Командная система управления роботом состоит из бортового блока и пульта управления, расположенного на посту оператора. Бортовая система управления устанавливается в приборном отсеке мобильного робота. В нее входят блок питания и блок управления.

Из-за ограниченного количества информационных жил в кабеле линии связи для одновременной передачи нескольких команд (всего 32) применяется уплотнение каналов связи, что позволяет управлять одновременно несколькими исполнительными электроприводами мобильного робота. Для этого пульт управления содержит шифратор, а бортовой блок управления — дешифратор команд. Питание системы управления осуществляется от внешнего источника.

В дополнительное оборудование входят транспортно-посадочный модуль и полуавтоматическое сцепное устройство. Транспортно-посадочный модуль предназначен для транспортировки мобильного робота к месту работы на любом виде транспорта и обеспечивает предохранение его от боковых и вертикальных ударов и перегрузок. Полуавтоматическое сцепное устройство служит для установки мобильного робота в зону работ с высоким уровнем радиации и его эвакуации.

Эксплуатация образцов мобильных роботов показала, что они преодолевают уступы высотой 0,25 м, а в случаях острой необходимости с помощью навесного оборудования могут преодолевать пре-

пятствия высотой 0,3—0,4 м. Сила тяги на крюке при движении по бетонной поверхности составляет до 90—95 % силы тяжести мобильного робота.

Различная номенклатура навесного оборудования мобильного робота, а также применение разнообразных рабочих органов превращают его в многофункциональную машину, пригодную для выполнения широкого круга задач, возникающих при работе в экстремальных средах, а также позволяют решать различные технологические задачи в труднодоступных для человека местах.

Применение специального навесного оборудования или специального инструмента существенно расширяет возможности комплекса и позволяет использовать его в атомной, химической промышленности, строительстве, коммунальном хозяйстве, при ликвидации последствий аварий и стихийных бедствий, в том числе и на железнодорожном транспорте.

Оснащение комплекса вспомогательным оборудованием позволяет решать задачи, возникающие при транспортировке роботов к месту работы, их доставки в зону эксплуатации, а также их эвакуации.

К о п и р у ю щ и й м а н и п у л я ц и о н н ы й р о б о т имеет задающий орган, геометрически подобный манипуляционному устройству. При этом способе управления привод каждого звена манипуляционного устройства вместе с соответствующим датчиком задающего органа образует дистанционную следящую систему. Если положение задающего органа и манипуляционного устройства не совпадают, то последнее стремится свести к нулю ошибку по положению. Таким образом, все звенья манипуляционного устройства повторяют положения соответствующих звеньев задающего органа, на который воздействует оператор. При управлении копирующим манипуляционным роботом оператору не надо заботиться о положении каждого звена манипулятора в отдельности, поскольку он выполняет операции в коде собственной руки, связанной с задающим органом.

Задающий орган может располагаться на значительном удалении от манипулятора. Поэтому такую систему можно использовать для работ в экстремальных условиях (космос, подводное пространство, радиоактивные, токсичные, взрывоопасные среды и т.п.). Между объектом действия и оператором должна существовать зрительная обратная связь с помощью устройств отображения информации.

Недостатком такого способа управления является необходимость накладывать ограничения на действия оператора по скорости и ускорению перемещения задающего органа, при превышении которых возможно несовпадение траекторий движения задающего органа и манипуляционного устройства, что ведет к ошибкам в управлении. При работе в таком режиме с двумя манипуляционными устройствами робота эффективность достаточно низкая, так как оператор все

время должен следить за тем, чтобы не выйти за пределы ограничений.

Для улучшения системы управления копирующим манипуляционным роботом его оснащают силовым очувствлением, т.е. вводят тракт отражения усилий, действующих на звенья манипуляционного устройства. При этом оператор однозначно или в некотором масштабе ощущает рабочие усилия, действующие на манипуляционное устройство. Таким образом создается естественность работы оператора с объектами действия, т.е. "эффект присутствия". Возможность для оператора ощущать усилия, действующие на манипуляторе, позволяет манипулировать с такими хрупкими предметами, как стакан и даже куриное яйцо, а также производить тончайшие операции, например вдевание нитки в иголку. Такие системы называют копирующими манипуляционными роботами с отражением усилий, или манипуляторами двустороннего действия.

Биотехнические манипуляционные роботы отличаются от автоматических отсутствием "памяти" и требуют непрерывного движения руки оператора в процессе управления в течение всего времени выполнения операции, использования интеллекта самого человека для выполнения тонких и сложных операций в неопределенной и меняющейся обстановке. Совершенствование биотехнических систем может проводиться в направлении передачи на некоторых этапах управления функций оператора электронной вычислительной машине.

Универсальным биотехническим роботом является система "Челнок" ("Shuttle") или КЛАМИ — космический летательный аппарат многократного использования, — созданный в США.

Проект разработан в двух вариантах. В первом варианте манипуляторы укреплены на транспортном средстве "Челнока". Второй вариант — "Челнок" со свободно летающим манипулятором [28].

Применение "Челнока" позволило существенно снизить стоимость доставки грузов в космос благодаря многократному использованию транспортного средства, открыло новые возможности для выполнения в открытом космическом пространстве таких работ как осмотр, заправка, ремонт и запуск искусственных спутников Земли. В случае необходимости "Челнок" может доставить на Землю спутник для ремонта, модернизации или повторного его использования.

В первом варианте на "Челноке" предусмотрены два одинаковых манипуляционных устройства, из которых одно должно использоваться для манипулирования грузами на орбите Земли, а другое — для выноса телевизионной камеры. Это устройство позволяет получить максимально широкий обзор рабочей зоны робота.

Основными задачами систем манипулирования являются: захват свободно летающих на орбите Земли грузов, стабилизированных в пространстве, управляемый перенос этих грузов к стыковочному устройству или в грузовой трюм; развертывание, ремонт и укладка слож-

ных грузов; развертывание и запуск с "Челнока" космических объектов — искусственных спутников и др.

При этом манипулятор может оперировать грузами диаметром 4,5 м, длиной 18 м и массой 29250 кг, обеспечивая точность позиционирования  $\pm 25$  мм или  $\pm 30'$ . Скорость манипулирования без груза — 0,9 м/с, с грузом массой 29 т — 0,24 м/с. Рабочая зона манипулятора представляет собой полусферу радиусом 19,4 м. Усилие захвата — примерно 45 Н.

Два идентичных манипуляционных устройства крепятся на стойках 1, на которых установлены приводы качания 3 и ротации 2 плеча 4 (рис. 1.6). В локтевом суставе расположен привод 5 качания предплечья 6. Приводы качания 7 и отведения 8 кисти 9 обеспечивают ее перемещение в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Предусмотрена также ротация кисти, осуществляемая приводом 10. Все приводы, включая привод 13 захвата 14, — электромеханические. Плечо и предплечье трубчатого сечения выполнены из сплава локаллой.

В транспортном положении манипуляционные устройства складываются и крепятся в грузовом отсеке замками.

На случай поломки манипуляционного устройства при работе в космосе предусмотрено пиротехническое устройство, установленное

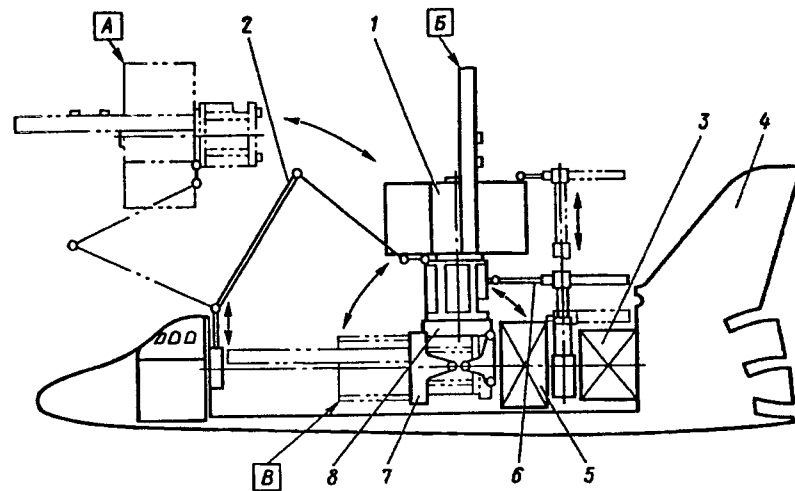


Рис. 1.7. Техническое обслуживание искусственного спутника на орбите с помощью "Челнока"

на фланце крепления плеча. Это устройство отстреливает неисправный манипулятор, чтобы дать возможность перевести "Челнок" в транспортное положение перед возвращением на Землю.

В проекте "Челнока" заложена идея проведения ремонта космических объектов, состоящих из сменных модульных подсистем. При выходе из строя одного из модулей можно достаточно простыми операциями произвести его замену, используя "Челнок". Если по каким-либо причинам невозможен ремонт в космосе, "Челнок" устанавливает искусственный спутник в грузовой отсек для транспортировки его на Землю.

Операции захвата, стыковки спутника и замены его модулей показаны на рис. 1.7. Захват спутника 1 осуществляется манипуляционным устройством 2, которое устанавливает спутник из положения А на систему стыковки 8 и удержания 7 в положение Б. Замена неисправного модуля спутника производится специальным манипулятором 6. Исправный модуль извлекается этим механизмом из магазина модулей 5.

Причаливание "Челнока" 4 к спутнику осуществляется системой маневрирования на орбите 3. Если ремонт спутника возможен только на Земле, то он устанавливается в транспортное положение В.

В проект заложены два варианта системы управления: в копирующем режиме с применением задающего органа, геометрически подобного манипулирующему устройству, с отражением усилий (копирующий манипулятор двустороннего действия) и система управления по скорости — в командном режиме с управлением от двух рукояток, одна из которых задает скорости линейного перемещения захвата (уп-

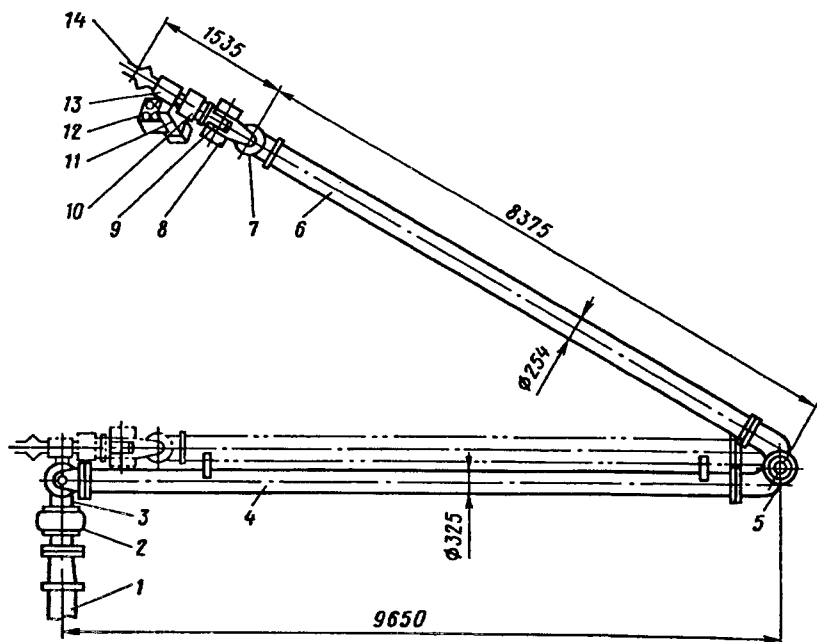


Рис. 1.6. Манипуляционное устройство "Челнока"

равление приводами 1, 2, 3 и 5, рис. 1.6), а другая — угловые скорости для ориентации захвата (управление приводами 7, 8 и 10).

Станция управления расположена в кабине оператора "Челнока" и обращена к грузовому отсеку. Оператор может вести визуальный контроль за действиями манипуляторов в рабочей зоне либо непосредственно через иллюминаторы, выходящие в грузовой отсек, либо с помощью двух мониторов.

Визуальная система "Челнока" имеет четыре телекамеры. Одна камера установлена у передней стенки грузового отсека. Кроме ручного дистанционного управления, эта камера может автоматически следить за захватом, освобождая оператора от непрерывного ручного слежения камерой при манипулировании грузом. Другая камера с широкоугольным объективом 11 (см. рис. 1.6) установлена на кисти манипуляционного устройства и дает крупное изображение захвата и места захвата груза. Две камеры установлены в грузовом отсеке у мест крепления груза. Каждая камера имеет свой осветитель 12 (см. рис. 1.6). При разработке системы моделировалась система получения стереоизображения.

Второй вариант робота — "Челнок" со свободно летающим манипулятором — может использоваться для проведения работ на достаточно безопасном удалении манипулятора от транспортного корабля (для загрузки, выгрузки и ремонта спутников, разгрузки грузового отсека "Челнока", технического обслуживания и наблюдения за спутниками, сборки космических станций). Система двигателей свободно летающего манипулятора обеспечивает стабилизацию вращающихся и кувыркающихся космических объектов. Конструкция его обеспечивает работу с комплектом сменных манипуляционных или стыковочных устройств. Свободно летающий манипулятор управляется дистанционно со станции управления "Челнока" с использованием радиоканала связи.

Разработаны *интерактивные манипуляционные роботы, т.е. роботы комбинированного управления*. Копирующий или командный режим управления манипуляционным роботом целесообразен лишь в случаях проведения сложных нестандартных операций. В тех же случаях, когда такие операции чередуются с более простыми или часто повторяющимися, эффективнее их запрограммировать. При этом человек-оператор включает те или иные программы для работы в автоматическом режиме и иногда берет управление на себя. Различают следующие типы управления [28]:

*автоматизированное управление*, которое предполагает чередование во времени автоматических циклов управления с биотехническими. Комплекс операций разделен на части. Те из них, которые способен выполнить робот, осуществляются им автоматически, а остальные выполняет оператор;

*супервизорное управление*, при котором комплекс операций выполняется роботом в автоматическом режиме, но переход от одной группы операций к другой производит оператор. В этом случае функции оператора сводятся к работе в качестве супервизора, т.е. к выработке стратегии работы и контроля за действиями робота;

*диалоговое управление*, отличающееся большим разнообразием способов активного общения человека-оператора и ЭВМ при управлении роботом. При этом робот может относиться к любому типу автоматических манипуляционных роботов, а оператор взаимодействует с ним на языке любого уровня.

При комбинированном управлении человек и ЭВМ действуют совместно. Машина избавляет оператора от усталости, ошибок, опасностей. Человек использует возможности своего мозга и системы чувств для эффективного управления роботом-манипулятором.

**Механические манипуляторы.** Эти манипуляторы предназначены для работы с радиоактивными, взрывоопасными, токсичными материалами и устройствами.

**Механический манипулятор** — устройство, дистанционно управляемое человеком-оператором и предназначенное для имитации рабочих функций кисти руки человека. В манипуляторе передача мускульной энергии оператора от задающего органа к исполнительному происходит без существенных преобразований через механические или магнитомеханические передачи. Исполнительный орган располагается в опасной для человека зоне (в горячей камере, вытяжном шкафу, боксе и т.п.), где необходимо манипулировать материалами высокой активности. Задающий орган расположен вне зоны за разделительной стенкой (защитой). Оператор воздействует на задающий орган. При этом исполнительный механизм повторяет все движения задающего органа. Таким образом обеспечивается возможность проведения необходимых манипуляций с предметами, находящимися в опасной для человека зоне [4].

Механические манипуляторы с гибкими связями между задающим и исполнительными органами применяют в исследовательских и производственных лабораториях. Их грузоподъемность 3—16 кг. В качестве гибких связей для передачи движений применяют стальные канаты, металлические ленты или ленты с короткими вставками из приводных втулочно-роликовых цепей.

Механические манипуляторы с жесткими кинематическими связями между задающим и исполнительными органами применяются для ремонтных и реже для технологических операций. Их грузоподъемность составляет от 20 до 50 кг.

Герметичные магнитомеханические манипуляторы используют для выполнения технологических операций. Грузоподъемность таких манипуляторов 3—5 кг, их применение не нарушает герметизацию рабочей камеры, так как передача усилий на исполнительный орган проис-

ходит через герметичную перегородку бесконтактным способом с использованием магнитных муфт.

Рассмотрим схему герметичного магнитомеханического манипулятора М-38 (рис. 1.8). Он состоит из задающего 8 и исполнительного I телескопических органов. Задающий орган с помощью ття и лент 5 связан с узлом ведущих магнитных полумуфт 6. Он установлен на мосту 7, который передвигается вдоль камеры по направляющим, установленным вне камеры. Исполнительный орган жестко связан с узлом ведомых магнитных полумуфт 3. Узлы магнитных полумуфт образуют связующий орган, который разделен потолком камеры — герметичной немагнитной перегородкой 4. Исполнительный орган вместе с узлом ведомых магнитных полумуфт опирается на мост 2, перемещающийся внутри и вдоль камеры.

Наблюдение за работой исполнительного органа ведется через защитные стеклянные окна 9 или окна с жидкостным наполнением, зеркальные системы, перископы, телевизионные установки и другие смотровые системы.

Манипулятор имеет семь степеней подвижности: I — передвижение поперек камеры; II — передвижение вдоль камеры; III — вертикальное передвижение кисти; IV — ротация предплечья; V — качание кисти; VI — ротация кисти; VII — замыкание—размыкание захвата.

Задающий и исполнительный органы, реализующие движения V и VI, — дифференциального типа, передача движений осуществляется

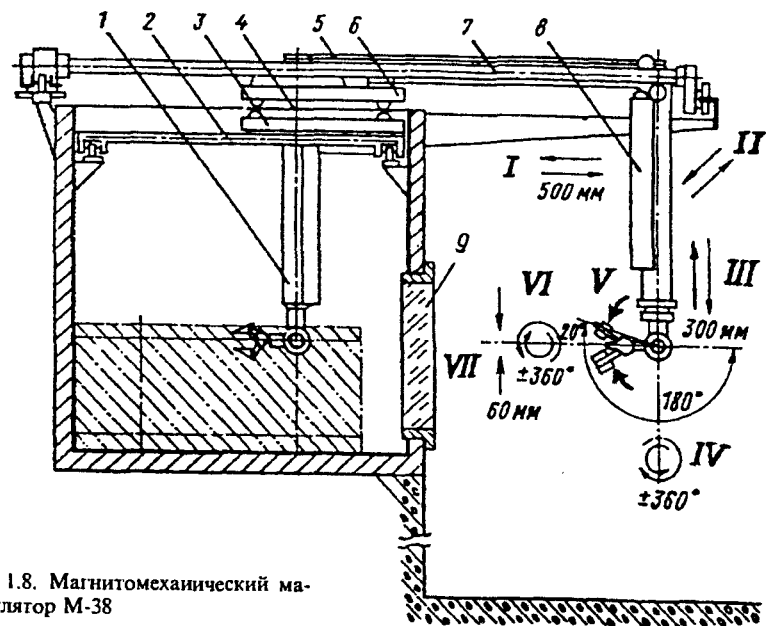


Рис. 1.8. Магнитомеханический манипулятор М-38

при помощи двух магнитных муфт. Каждое из остальных движений от задающего органа к исполнительному передается посредством своей магнитной муфты, передающей усилие или вращающий момент через немагнитную перегородку 4 — потолок камеры.

Конструкция манипулятора позволяет дистанционно менять рабочие органы, которые могут быть выполнены в виде захватов, имитирующих пальцы руки человека, или различных инструментов.

Операции, выполняемые механическими манипуляторами, разделяют на четыре типа: подъемно-транспортные, технологические, управляющие, ремонтные.

К подъемно-транспортным операциям относят перенос различных объектов манипулирования с одного рабочего места к другому, доставку их от межкамерного пространства к рабочему месту и обратно, изменение положения объекта в пространстве и т.п.

Технологические операции — это пересыпание порошков и переливание жидкостей, перемешивание растворов, укладка образцов на станки и испытательные машины, резка, зачистка образцов и т.п.

К управляющим операциям относят манипуляции по управлению технологическим оборудованием, размещенным в камере.

Ремонтными считают операции по отворачиванию и заворачиванию с использованием гайковертов крепежа, замене вышедших из строя приборов, устройств, агрегатов и т.п.

Специальные манипуляторы. Их разработка и применение были вызваны мощным развитием металлургической отрасли в промышленно развитых странах в 30-х годах XX в. Для механизации тяжелых операций в плавильных, кузнечно-прессовых, прокатных цехах начали применять манипуляторы с командным управлением.

Посадочные машины и посадочные краны используют для посадки заготовок и слитков в нагревательные печи для последующих операцийковки, горячей штамповки, прокатки, термообработки поковок и т.п.

Напольные посадочные машины рельсового типа имеют грузоподъемность 1—7,5 т, безрельсового типа — 0,5—10 т, посадочные краны — 2—5 т. Это достаточно сложные машины. Например, посадочные краны имеют семь рабочих движений, т.е. семь степеней подвижности.

В этом же ряду находятся и колодезные краны грузоподъемностью 12,5—50 т, предназначенные для загрузки слитками нагревательных колодезных печей и подачи нагретых до необходимой температуры слитков на приемные рольганги прокатных станов или слитковозы. Колодезный кран (рис. 1.9) [6] состоит из моста 1, механизма передвижения крана, главной тележки 2, кабины обслуживания 5. Грузозахватным органом крана являются клещи-захват 4, с помощью которых захватываются слитки. Управление краном осуществляется из кабины оператора 3. Кабина с установкой для кондиционирования воздуха укреплена на шахте тележки крана.

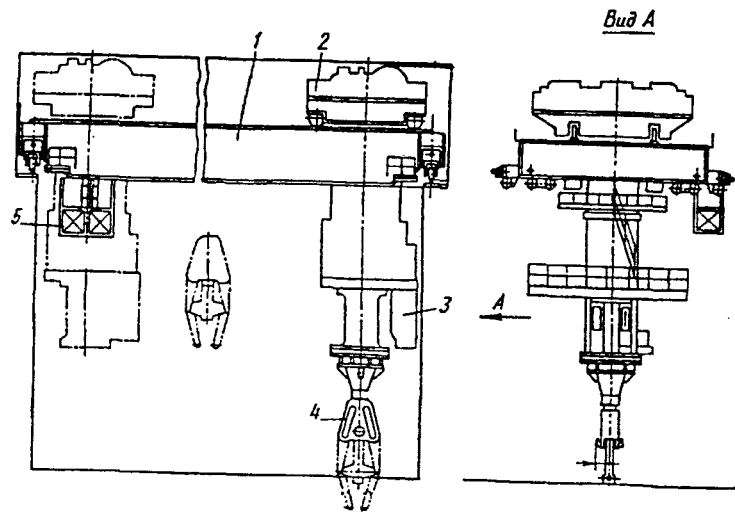


Рис. 1.9. Колодезный кран

Напольно-завалочная машина является манипулятором для завалки шихтой мартеновских печей и имеет пять степеней подвижности: передвижение моста, передвижение тележки, качание, ротация хобота и стопорение мульты. Шихта находится в рабочем органе — мульте, которые подаются в вагонетках, установленных между манипулятором и печами.

Манипулятор подходит к вагонетке с мультой, заводит конец хобота в замок, стопорит мульту с шихтой и перемещает ее в рабочее пространство печи и, поворачивая хобот, разбрасывает шихту по поду печи.

Более современной машиной, имеющей большие функциональные возможности для завалки мартеновских печей, является мультозавалочный кран. Грузоподъемность его завалочной тележки 3,2—5 т. Число степеней подвижности — семь. Мультозавалочный кран грузоподъемностью 5+20 т (рис. 1.10) состоит из моста крана 1, механизма передвижения моста 2, завалочной тележки 3, вспомогательной тележки 4 грузоподъемностью 20 т. Грузозахватным органом крана является хобот 8. В шахте 5 завалочной тележки вертикально перемещается колонна 6 с кабиной оператора 7. На колонне размещен также привод механизма качания хобота в вертикальной плоскости и механизм вращения хобота относительно его горизонтальной оси. Мульту захватывается стопором, имеющим ручной или механический привод. Колонна с хоботом может поворачиваться в горизонтальной плоскости на 360° механизмом вращения, установленным на завалочной тележке крана-манипулятора.

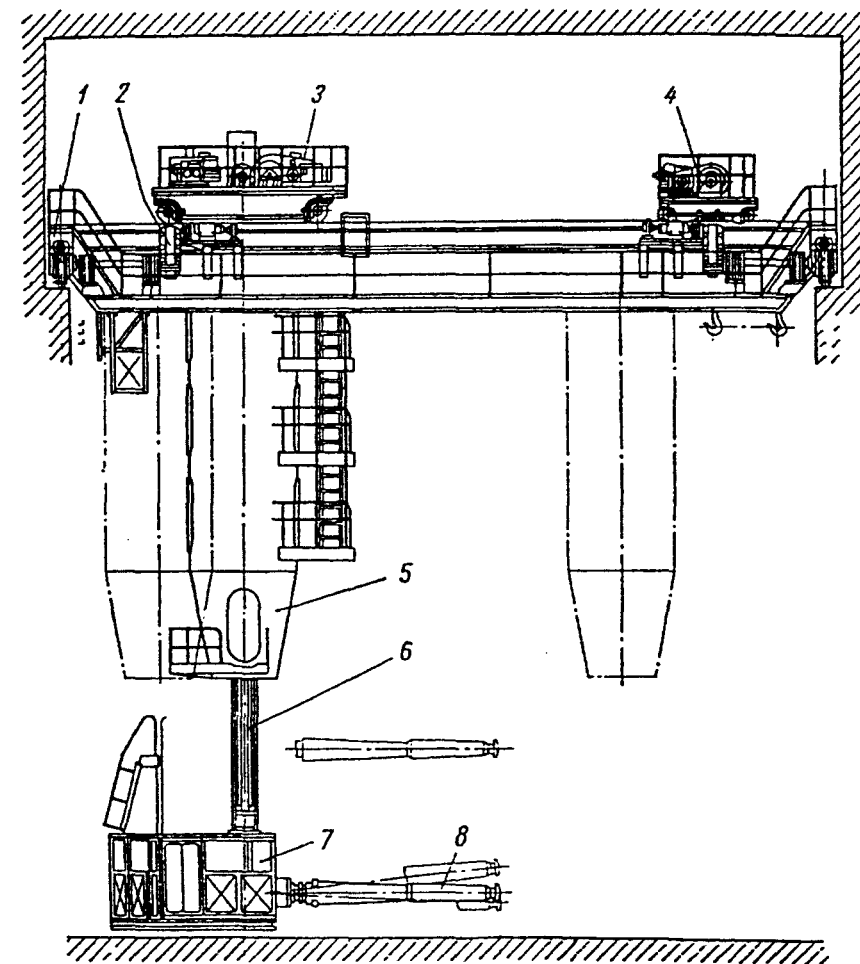


Рис. 1.10. Мультозавалочный кран

Кузнечные манипуляторы обслуживают прессы и молоты. При отсутствии посадочной машины кузнечный манипулятор захватывает заготовку, транспортирует ее к печи и осуществляет посадку заготовки в нагревательную печь, а после нагрева выдает ее и транспортирует к прессу или молоту.

Грузоподъемность кузнечных напольных рельсовых манипуляторов 3—30 т, а без поворота хобота относительно вертикальной оси манипулятора — 75 т. Они имеют пять или шесть степеней подвижности.

Напольный рельсовый полноповоротный кузнечный манипулятор грузоподъемностью 75 т [63] имеет шесть степеней подвижности, которые реализуются механизмом захвата 3 (рис. 1.11), механизмом его вращения 8 относительно оси, механизмом качания хобота 4 относительно оси опоры 5, механизмом подъема хобота 6, механизмом вращения поворотной рамы 2 манипулятора относительно вертикальной оси, механизмом передвижения манипулятора 1.

Привод механизма захвата пневматический. Сжатый воздух поступает от собственного компрессора 9. Привод остальных механизмов — электромеханический. Удары, которые передаются от пресса или молота на хобот манипулятора, смягчаются амортизаторами 7.

Кузнечные напольные безрельсовые манипуляторы благодаря применению автомобильных колес более мобильны, однако имеют меньшую грузоподъемность (0,5—10 т).

Сложным манипулятором, имеющим шесть степеней подвижности, является кран мостовой для раздевания слитков (стриперный). Он устанавливается в мартеновских цехах металлургических заводов и служит для раздевания стальных слитков из изложниц. Эта операция сопряжена со снятием и захватом тепловых надставок, отрывом слитка от поддона изложницы. К тому же изложницы могут быть с уширением слитка кверху или книзу. На рис. 1.12 показана схема крана-манипулятора для раздевания слитков грузоподъемностью 75/20 т с силой выталкивания 4000 кН [6]. Основ-

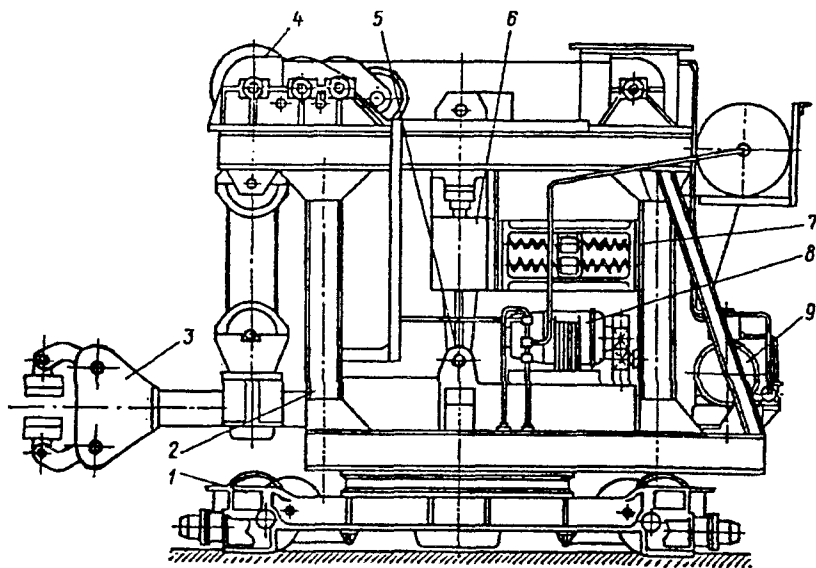


Рис. 1.11. Напольный полноповоротный кузнечный манипулятор

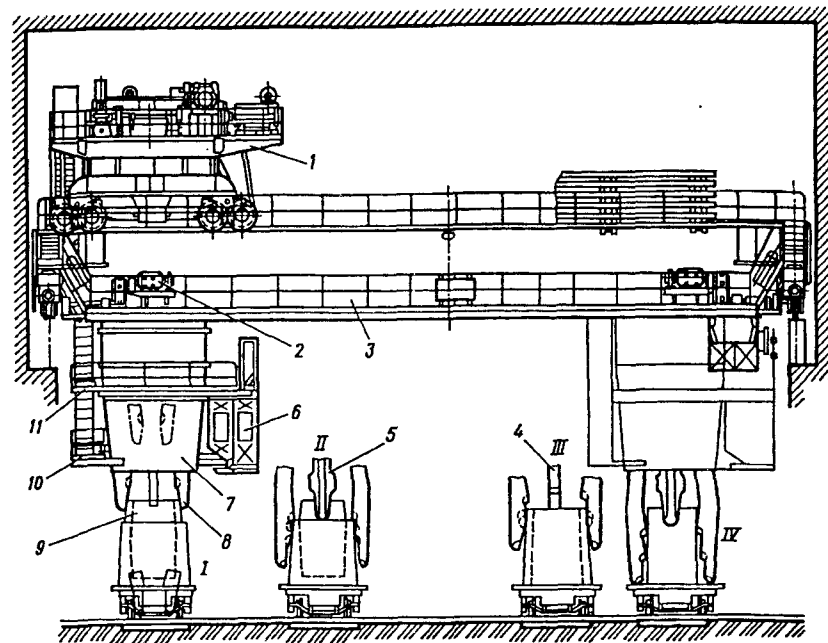


Рис. 1.12. Кран-манипулятор для раздевания слитков

ными частями крана являются: мост 3 с установленным на нем механизмом передвижения крана 2, тележка 1, несущая на себе механизм главного подъема, механизм управления клещами, привод механизма выталкивания и шахту 7, внутри которой перемещается механизм выталкивания с клещами, площадки обслуживания 10 и 11. Рабочими органами крана-манипулятора являются большие клещи 8, малые клещи 5 и штемпель 4 механизма выталкивания. Теплоизолированная кабина оператора 6 оснащена кондиционером и крепится к шахте.

Тепловые надставки 9 необходимы для формирования прибыльной части отливки. Поэтому перед раздеванием слитка с уширением кверху снимают тепловую надставку большими клещами (I). Затем малыми клещами слиток захватывается за прибыльную часть, большие клещи при отрыве слитка от изложницы удерживают ее на месте, отрыв слитка производится механизмом выталкивания (II).

С помощью больших клещей и наконечника механизма выталкивания производится раздевание слитков с уширением книзу. Малые клещи при этом находятся в раскрытом положении. Большими клещами изложница захватывается и снимается со слитка механизмом глав-



ного подъема. Если слиток не вынимается из изложницы, то она со слитком опускается на поддон и включается механизм выталкивания. После выталкивания слитка механизм выталкивания отключается и изложница снимается с помощью механизма главного подъема (III).

Иногда слитки, отлитые в изложницы с уширением книзу, привариваются к поддону, и их необходимо оторвать от него. Для этого кернами малых клещей слиток захватывается и механизмом выталкивания отрывает его от поддона. Большие клещи при этом упираются в поддон, удерживая его в исходном положении (IV).

Специальным манипулятором, имеющим пять степеней подвижности, является мостовой кран с вращающейся тележкой и управляемыми клещами. Такие краны грузоподъемностью 50—150 т предназначаются для транспортирования и складирования слябов и пакетов слябов массой 36—100 т и температурой до 900 °С [6]. Для манипуляций с этими грузами служат захваты-клещи, установленные на траверсе, подвешенной на канатах механизма подъема, и управляемые из кабины оператора.

**Перегрузочные манипуляторы.** В последние три десятилетия получило мощное развитие машиностроение для выпуска специальных средств для комплексной механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ. Этот класс перегрузочных и складских машин получил наименование перегрузочных манипуляторов, представляющих собой сложные биотехнические или программно-управляемые автоматические системы.

**Козловые контейнерные краны** используют как для перегрузки, так и для временного складирования крупнотоннажных контейнеров на крупных железнодорожных терминалах с большим грузооборотом и транспортных терминалах морских портов. При интенсивной работе контейнерные краны способны перегружать в час 25—30 контейнеров номинальной грузоподъемностью 10, 20, 25 и 30 т. В таких условиях резко возрастают требования к точности позиционирования крана для захвата контейнера и посадки его на транспортное средство. Поэтому для этого типа перегрузочных манипуляторов преимущественно характерна жесткая подвеска груза и автоматизация работы захвата (спредера).

Тяжелый козловой контейнерный кран фирмы "Mitsubishi" является не самым мощным краном этого типа, но имеет все характерные для этого класса перегрузочных манипуляторов данные (рис. 1.13) [34]. У него шесть степеней подвижности: передвижение пролетного строения 1 вдоль транспортных путей (А — автомобильный подъезд, В — три ветки железнодорожных путей, В — площадка временного складирования контейнеров); передвижение грузовой тележки 7 вдоль пролетного строения; вращение поворотной платформы 3 относительно ее вертикальной оси; вертикальное перемещение подъемной колонны с траверсой 6 с помощью механизма подъема; качание захвата

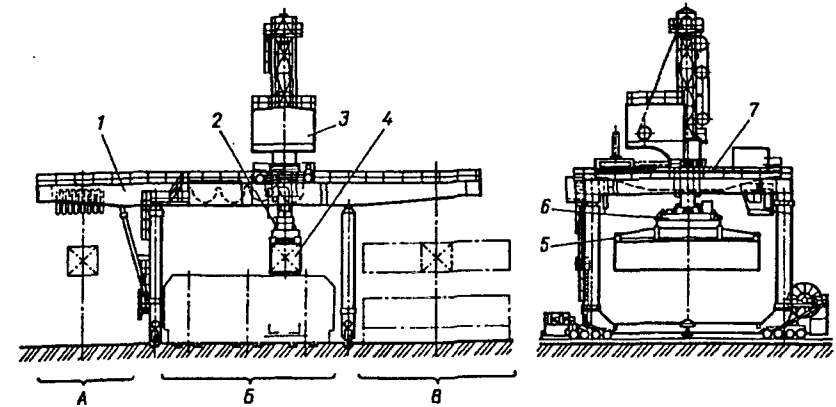


Рис. 1.13. Тяжелый козловой контейнерный кран

(спредера) 5 в вертикальной плоскости, совпадающей с продольной осью траверсы (и перегружаемого контейнера); поворот замков захвата.

При перегрузке контейнера 4 с железнодорожной платформы (из зоны В) на автомобиль (в зону А) или на склад временного хранения контейнеров (в зону В) оператор, используя механизмы передвижения пролетного строения и грузовой тележки, наводит спредер на контейнер, включает механизм подъема на спуск спредера. Далее процесс точного позиционирования спредера и захват контейнера происходят автоматически. При этом жесткие направляющие спредера благодаря гибкой подвеске спредера к траверсе на четырех пятизвенных цепях 2 точно ориентируют его по контейнеру. После входа в отверстия верхних фитингов контейнера первых двух головок замков автоматически срабатывает механизм качания спредера, который обеспечивает точную посадку спредера на фитинги. После этого также автоматически запираются все четыре замка захвата, и кран готов к транспортированию контейнера в нужном направлении.

С целью экономичного размещения контейнеров на складе временного хранения предусмотрена возможность разворота контейнеров на угол 90°. Краны такого типа способны складировать тяжелые контейнеры в два яруса. Высота подъема крана обеспечивает возможность переноса над штабелем еще одного контейнера в случае выборочной выдачи со склада грузополучателю нужного ему контейнера.

Краны-штабелеры вошли в класс перегрузочных манипуляторов в результате длительного применения для механизации складских работ простейших кранов-штабелеров с вилочным захватом. Эти краны, как правило, имеют четыре степени подвижности (рис. 1.14).

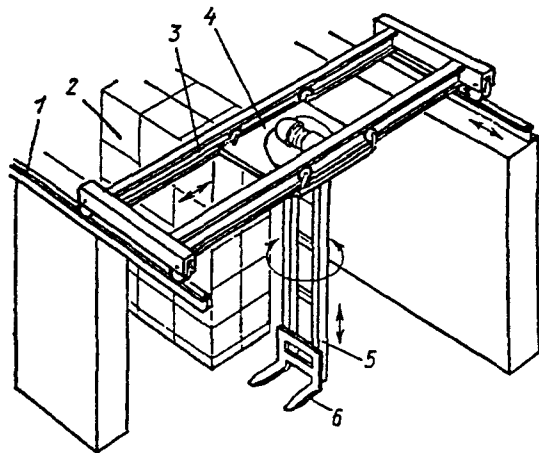


Рис. 1.14. Мостовой кран-штабелер с вилочным захватом

Мост 3 мостового крана-штабелера с вилочным захватом [34] бывает опорным или подвесным и перемещается по подкрановому рельсу 1. Захватом являются вилы 6, перемещающиеся вертикально по колонне 5, подвешенной к поворотной грузовой тележке 4. Такой кран-штабелер может обслуживать стеллаж 2, группу стеллажей, а зачастую и весь склад. Мостовые краны-штабелеры могут управляться с пола, из кабины оператора, дистанционно и автоматически.

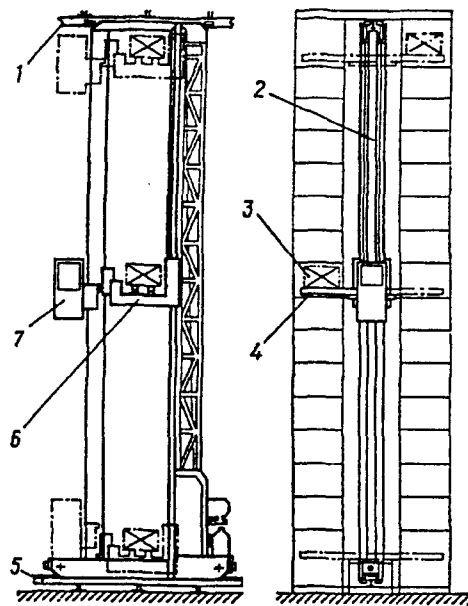


Рис. 1.15. Стеллажный кран-штабелер

Стеллажные краны-штабелеры считаются более совершенными. Они выполняются одноколонными и двухколонными. Кран предназначен для обслуживания одного прохода склада между двумя рядами стеллажей. Стеллажный кран-штабелер [34] имеет двухколонную опорную раму 2 (рис. 1.15). Основная, как правило, решетчатая колонна воспринимает основные нагрузки от массы грузоподъемника 6 с грузом 3, другая — коробчатого сечения — обеспечивает направление движения грузоподъемника и кабины оператора 7, перемещаемой вместе с грузоподъемником. Кран перемещается по опорному рельсу 5 и удерживается в вертикальном положении с помощью верхнего направляющего рельса 1. Конструкции захватов кранов-штабелеров разнообразны. Для автоматических кранов при переработке, как правило, пакетированных грузов применяют выдвижные телескопические захваты 4. Груз укладывается на захват в нижнем положении, перемещается краном по заданному адресу к ячейке и выдвижением захвата с последующим малым движением грузоподъемника вниз укладывается в ячейку стеллажа на хранение.

Управление краном-штабелером может быть дистанционным в командном режиме или автоматическим по жесткой программе.

Погрузочные манипуляторы. Необходимость совершенствования средств механизации ручного труда вызвала появление нового класса машин, управляемых оператором — погрузочных манипуляторов. Они хорошо дополняют парк подъемно-транспортного оборудования, применяемого для комплексной механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ во всех отраслях народного хозяйства.

Анализ отечественного и зарубежного опыта перевозок штучных и тарно-штучных грузов обусловил необходимость создания специализированного подвижного состава, оборудованного средствами для выполнения погрузочно-разгрузочных операций. Так появились б о р т о в ы е м а н и п у л я т о р ы.

На железнодорожном транспорте эти машины применяют для выполнения ремонтных и погрузочных работ в условиях, когда нецелесообразно использовать тяжелые железнодорожные краны. На автомобильном транспорте при перевозках пакетированных и тяжелых штучных грузов автомобилями, оборудованными автономными бортовыми манипуляторами, простои в ожидании погрузки или разгрузки, а также при проведении этих работ сокращаются в 2—3 раза. Число водителей и грузчиков для выполнения погрузочно-разгрузочных операций и доставки грузов сокращается в 2,5—3,5 раза [24]. Рассмотрим возможные схемы расположения погрузочного бортового манипулятора на транспортных средствах (рис. 1.16): а — на шасси грузового автомобиля между кабиной и грузовой платформой; б — на шасси в средней части грузовой платформы; в — на шасси в задней части платформы автомобиля с прицепом. Возможны также варианты

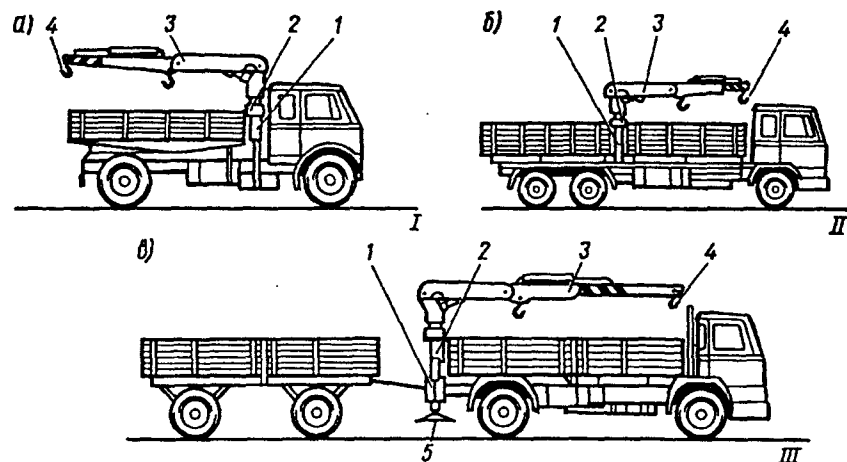


Рис. 1.16. Схемы расположения бортового манипулятора на автотранспортных средствах

расположения бортового манипулятора на седельном тягаче между кабиной и полуприцепом, на шасси полуприцепа в его середине, на задней части полуприцепа автопоезда с прицепом, на передней части полуприцепа.

Универсальный бортовой манипулятор (см. рис. 1.16) имеет собственную раму 1, которая крепится к раме базового шасси. Для манипуляторов большой грузоподъемности предусматривается установка выносных опор 5. На раме манипулятора крепится поворотная колонна 2, шарнирно-сочлененная стрела 3, сменные грузозахватные приспособления 4.

Шарнирно-сочлененная стрела состоит из нескольких секций: одной подъемной — плеча и одной качающейся — предплечья (см. рис. 1.16, а, б). Для транспортного средства большой длины предплечье может быть телескопическим и иметь одну или несколько выдвижных секций (см. рис. 1.16, в). В транспортном положении стрела манипулятора складывается в поперечной плоскости автомобиля и не выходит за габариты шасси (поперечный и по высоте).

Приводы всех степеней подвижности — гидравлические с давлением в гидросистеме 10—25 МПа.

Грузоподъемность большинства универсальных бортовых манипуляторов достигает 4370 кг при наибольшем вылете стрелы и 7500 кг при наименьшем вылете стрелы.

Уникальные универсальные бортовые манипуляторы имеют существенно большую грузоподъемность. Например, манипулятор типа 75000N французской фирмы "Sietam" имеет грузоподъемность на наи-

большем вылете 11000 кг, на наименьшем — 30000 кг. Такие манипуляторы имеют четыре—семь степеней подвижности.

Особую группу составляют лесные бортовые манипуляторы на автомобильном шасси, оснащенные грейферным захватом для лесоматериалов.

Для работы с сыпучими грузами применяют бортовые манипуляторы, оснащенные грейферами в качестве сменного захвата. Их устанавливают на автомобили-самосвалы.

Шарнирные сбалансированные манипуляторы являются универсальным средством для выполнения следующих видов работ: перемещение тяжелых и крупногабаритных грузов; механизация складских, транспортных и погрузочно-разгрузочных работ; обслуживание машин непрерывного транспорта; механизация упаковки и штабелирования грузов; установка—снятие заготовок и деталей на металлорежущем оборудовании, при обслуживании начальных и конечных позиций автоматических линий кузнечно-прессового и основного технологического оборудования; механизация слесарных, сварочных, монтажных и других работ.

Шарнирный сбалансированный манипулятор — это машина с ручным управлением, которая содержит механическую систему уравновешивания исполнительного устройства. Перемещение грузозахватного устройства по вертикали обеспечивается приводом от управляющей рукоятки. Поворот исполнительного устройства манипулятора относительно его вертикальной оси и горизонтальное перемещение груза производятся усилием оператора вручную. При этом усилие в направлении этих двух движений составляет не более 80 Н при грузоподъемности манипулятора 50—150 кг [13].

Сбалансированность манипулятора в горизонтальном направлении обеспечивается системой моментной разгрузки, которая уравновешивает груз и не допускает самопроизвольного смещения груза в горизонтальной плоскости в любой точке рабочей зоны.

Сбалансированный манипулятор (рис. 1.17) устанавливают на основании 1, где размещаются: головка 4, которая может вращаться относительно вертикальной оси; блок управления приводом вертикального перемещения 2; привод вертикального перемещения 3. На головке устанавли-

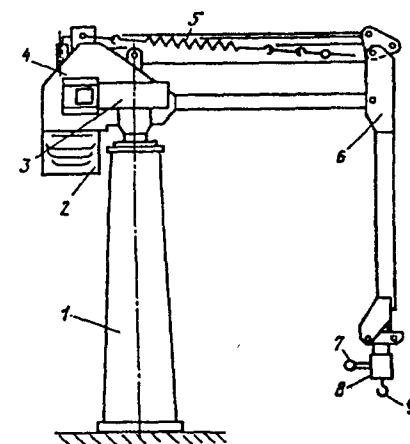


Рис. 1.17. Схема сбалансированного манипулятора

вают исполнительное устройство манипулятора 6 с устройством уравновешивания 5. К исполнительному устройству шарнирно присоединяется грузовой блок 8 с захватом 9. На грузовом блоке в непосредственной близости от перемещаемого груза установлена управляющая рукоятка 7. Грузовой блок может поворачиваться вместе с грузом относительно его вертикальной оси.

На рис. 1.18 показана схема и рабочая зона шарнирного сбалансированного манипулятора МП-100-1 грузоподъемностью 100 кг [41]. Особенностью этого манипулятора является возможность работы в низких помещениях, что обеспечивается конструкцией исполнительного устройства манипулятора, который может устанавливаться на подвижной тележке или стационарно на тумбе.

В других модификациях манипулятора МП-100, как и в других сбалансированных манипуляторах, исполнительное устройство устанавливается на поворотной платформе, на консоли цеховой колонны или стены, подвешивается к потолку или перекрытию.

Грузоподъемность современных сбалансированных манипуляторов 20—3000 кг, регулируемая скорость перемещения груза достигает 50 м/мин. В манипуляторах грузоподъемностью 500 кг и более, кроме привода вертикального перемещения, применяют приводы горизонтального перемещения и поворота.

Сбалансированные манипуляторы оснащаются устройствами безопасности, удерживающими груз от падения при отключении энерго-

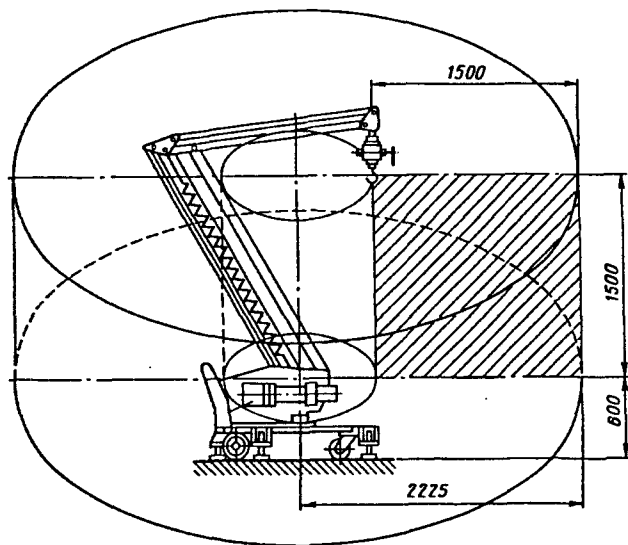


Рис. 1.18. Схема и рабочая зона шарнирного сбалансированного манипулятора МП-100-1

питания и ограничивающими скорость вертикального перемещения до 0,63 м/с.

**Промышленные роботы.** Автоматические роботы-манипуляторы применяют в основном для комплексной автоматизации производственных процессов и называют промышленными роботами.

*Промышленный робот* — это универсальная автономно функционирующая машина-автомат, предназначенная для воспроизведения без непосредственного участия человека некоторых его двигательных и умственных функций при выполнении основных и вспомогательных производственных операций.

Производство легче поддается автоматизации, когда необходимо автоматизировать управление условиями протекания технологического процесса, а не операциями, непосредственно связанными с процессом изготовления изделий [72]. В случаях, где требуется перемещение твердых тел в виде отдельных деталей и заготовок в процессе их механической обработки или сборки, последовательная автоматизация производственного цикла, начиная от подачи заготовки до выхода готовой продукции, сильно отстает от автоматизации основных технологических процессов. Как правило, выполнение операций по подаче заготовки в пресс или на станок, перегрузке деталей с одного станка и установке их на другой или передаче на конвейер не всегда требует высокой квалификации, но автоматизация подобных операций крайне сложна.

Существующие средства механизации и автоматизации ручных работ, основных и вспомогательных производств, включая сборочные автоматы, простейшие манипуляторы, автооператоры, выполняются в виде специальных конструкций. Изменение конструкции одного и того же изделия влечет за собой необходимость изменения конструкции средств механизации и автоматизации. При переходе на производство нового изделия эти средства становятся непригодными.

При ручной загрузке технологического оборудования или ручной сборке производительность труда является величиной переменной, зависящей от квалификации рабочего и его физических возможностей. В таких условиях трудно синхронизировать работу оборудования и добиться оптимальной его производительности. С применением промышленных роботов появляется возможность стабилизировать производительность определенного оборудования технологического участка, упорядочить производство и создать предпосылки для оптимальной его организации.

Промышленные роботы представляют собой устройства, обеспечивающие возможность автоматизации таких технологических процессов, которые нельзя автоматизировать другими способами. Они являются необходимыми компонентами комплексной автоматизации производства. Подобное комплексное использование автоматизированного технологического оборудования и промышленных роботов

дает возможность высвободить часть основных и вспомогательных рабочих из производственного цикла.

Применение промышленных роботов позволяет: облегчить труд рабочего, т.е. освободить его от неквалифицированного, монотонного, а также тяжелого и вредного труда; обеспечить условия безопасности труда, снижение потерь рабочего времени от производственно-травматизма и профессиональных заболеваний; повысить производительность труда и качество выпускаемой продукции на основе снижения времени выполнения операций и обеспечения длительного режима работы "без усталости"; увеличить выпуск продукции с единицы технологического оборудования за счет роста коэффициента сменности оборудования до 1,9 при двухсменной и 2,9 при трехсменной работе; обеспечить стабильность энергозатрат за счет круглосуточной работы оборудования; интенсифицировать существующие и стимулировать создание новых прогрессивных высокоскоростных технологических процессов; экономить фонд заработной платы рабочих, высвобождаемых в результате применения роботов; подготовить базу для создания безлюдных технологий, гибких автоматизированных участков, цехов, заводов и др.

Анализ технологических процессов и оборудования предприятий машиностроительных отраслей промышленности позволил выявить рациональные области применения промышленных роботов по видам производств [29]:

литейное производство — механизация заливки расплава в пресс-формы, нанесение смазочных материалов на рабочие поверхности; обрубка облоя; уборка скрапа на конвейер; изготовление стержней; выбивка литья; очистка литья дробеметом; сортировка, погрузка, транспортировка литья; обслуживание машин литья под давлением и другого технологического оборудования;

кузнечно-прессовое производство — обслуживание и синхронизация работы кузнечно-прессового и другого технологического оборудования на участке; обслуживание ножниц для резки металла; очистка деталей от окалины; транспортировка; передача готовых изделий на конвейер для дальнейшей транспортировки;

механическая обработка, испытания, контроль — загрузка станков; межоперационная транспортировка деталей и заготовок; синхронизация работы станка, транспортных устройств и другого оборудования на участке;

сборка — обслуживание сборочных автоматов, выбор и ориентация деталей, установка в рабочую позицию, перестановка, укладка в тару; выполнение крепежных операций (выбор крепежа, заворачивание шпилек, винтов, гаек); синхронизация технологического сборочного оборудования на участке;

термообработка — обслуживание нагревательных печей и закалочных ванн; обслуживание станков термообработки токами высокой

частоты; зачистка участка поверхности для замера твердости; межоперационная транспортировка деталей;

сварка, газовая резка, пайка — транспортировка, сборка деталей для сварки и пайки; сварка по сложному контуру (работа со сварочным аппаратом, регулирование режима сварки); зачистка швов после сварки; вырезка деталей сложных конфигураций с помощью газовых и плазменных резаков; регулирование режима резки;

мойка деталей перед окрашиванием, покраска — установка деталей на транспортное средство; обслуживание моечных ванн или камер; обслуживание окрасочных камер; окраска изделий пневмораспылителями; грунтовка и покраска пневмораспылителями крупногабаритных изделий;

гальваническое покрытие — обслуживание камер очистки деталей; очистка деталей; работа с гидropескочистителями, дробеструйными и другими аппаратами; захват детали из тары, установка в приспособление; обслуживание ванн гальванопокрытий; управление режимом работы ванн; снятие детали, укладка в тару;

сортировка, консервация, упаковка, складирование — выбор необходимых деталей и сборочных единиц; консервация изделий методом окунания в ванну или с помощью струи; укладка изделий в тару в заданном порядке; транспортировка, складирование, упаковка изделий и т.п.

Применение промышленных роботов создает предпосылки для перехода к более высокому уровню автоматизации — созданию автоматических производственных систем с централизованным управлением от ЭВМ. При этом промышленные роботы выполняют роль недостающих звеньев в цепи автоматизации, поскольку они позволяют наиболее просто совмещать в едином цикле не только подъемно-транспортные, погрузочно-разгрузочные, но и основные операции.

Универсальный промышленный робот "Unimate" — одна из наиболее совершенных машин подобного типа. Он был создан фирмой "Unimation Inc." (США) в 1963 г.

На рис. 1.19 изображена кинематическая схема промышленного робота "Unimate". Она содержит стойку 0 и шесть подвижных звеньев 1—6, а также шесть низших кинематических пар пятого класса, одна из которых поступательная, а остальные — вращательные. Число степеней свободы этого механизма определяется числом кинематических пар и равно шести.

Рабочая зона, которую может обслуживать промышленный робот "Unimate", и его общий вид приведены на рис. 1.20. Масса робота составляет примерно 1600 кг, грузоподъемность при работе на номинальных скоростях — 34 кг, при повышенных скоростях — 11,3 кг. Скорость линейного перемещения кисти 4 — 0,762 м/с, скорости поворота руки 2 относительно вертикальной оси робота, а также кисти относительно

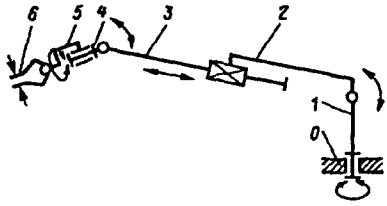


Рис. 1.19. Кинематическая схема промышленного робота "Unimate"

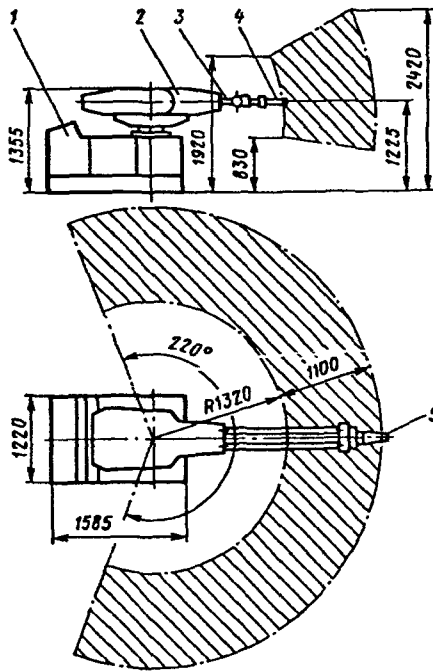


Рис. 1.20. Общий вид и рабочая зона промышленного робота "Unimate"

оси предплечья 3 одинаковы и равны 110 град./с, скорость качания руки — 30 град./с. Угол поворота руки робота относительно вертикальной оси находится в пределах  $\pm 110^\circ$ , качание руки в вертикальной плоскости  $\pm 30^\circ$ , рабочий объем робота составляет примерно  $10 \text{ м}^3$ , точность позиционирования —  $\pm 1,27 \text{ мм}$ .

Захват 5 имеет возможность вращения относительно горизонтальной оси на угол  $\pm 110^\circ$  и относительно собственной оси  $\pm 90^\circ$ .

Робот оснащен набором сменных захватов для работы с различными объектами действия.

Движения робота (кроме захвата) осуществляются от гидравлических приводов поступательного перемещения. Привод захвата — пневматический; он обеспечивает зажим на конце захвата длиной 100 мм усилием 1360 Н.

Агрегаты робота смонтированы на одной раме 1. Пульт управления установлен в задней части робота.

Система управления — позиционная. Робот может содержать два блока памяти, выполненные каждый на магнитном барабане. Объем памяти может делиться либо на шесть программ по 30 команд, либо на три программы по 60 команд.

Система позволяет подключать внешние устройства для синхронизации работы робота с технологическим оборудованием.

Программирование работы производится методом обучения в процессе наладки. При этом рука робота с помощью пульта ручного управления последовательно проводится оператором по необходимой траек-

тории движения захвата с остановкой в заданных точках. При остановке в каждой заданной позиции на пульте управления нажимается кнопка записи. При этом координаты положения руки и кисти фиксируются в памяти робота. В память робота вводятся также команды на открытие и закрытие захвата, команды системам управления технологическим оборудованием или на прием внешних сигналов, уровень точности позиционирования, сигналы включения временной задержки робота в данной позиции [5, 29]. Информация по данной позиции, внесенная в блок памяти, определяет шаг программы.

В режиме воспроизведения программы захват робота проходит последовательно все заданные точки траектории с задержкой в каждой позиции. При этом переход к очередному шагу программы происходит после выполнения следующих условий: рассогласование сигналов заданного и отработанного положений приводов равно нулю; получены внешние сигналы об исполнении команд управления технологическим оборудованием; время задержки робота в данной позиции окончено. Система управления роботом позволяет вносить коррективы в программу путем включения режима обучения и проведения перезаписи команды на том шаге программы, который необходимо исправить.

Скорость движения робота при записи может быть номинальной или пониженной. В последнем случае при воспроизведении программы скорость движения можно менять, добиваясь наименьшего времени выполнения операций.

Промышленный робот "Unimate" может работать в помещениях с наибольшей температурой  $50^\circ \text{C}$ . Его захват может нести раскаленные заготовки при операцияхковки, штамповки или литья под давлением. При этом нагрев захвата допускается до температуры не выше  $120^\circ \text{C}$ .

Промышленный робот "Unimate" применяется для выполнения технологических операций в литейном, кузнечно-прессовом, сварочном, механо-сборочном, при термической обработке и других видах производств.

Первые модели промышленного робота "Versatran" были выпущены в 1963 г. фирмой "AMF Thermatool" (США).

Рассмотрим кинематическую схему манипуляционного устройства промышленного робота "Versatran" (рис. 1.21), которое имеет стойку 0, шесть подвижных звеньев 1—6 и шесть низших кинематических пар пятого класса, две из которых — поступательные. Манипуляционное устройство робота имеет шесть степеней подвижности.

Зона обслуживания и габаритные размеры промышленного робота "Versatran" показаны на рис. 1.22. Рабочий объем робота определяется в цилиндрической системе координат.

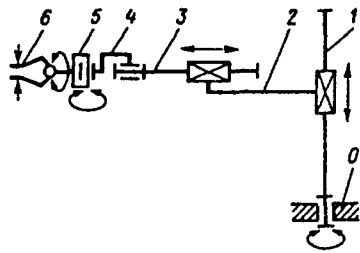


Рис. 1.21. Кинематическая схема промышленного робота "Versatran"

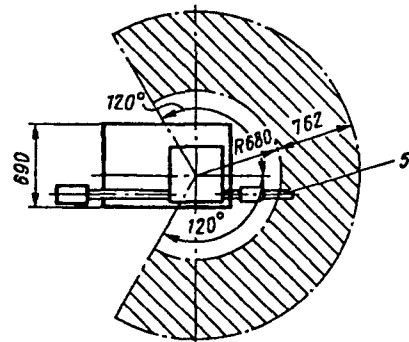
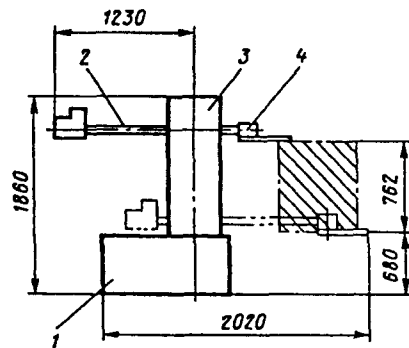


Рис. 1.22. Общий вид и рабочая зона промышленного робота "Versatran"

Робот состоит из неподвижного основания 1, поворотной колонны 3 и руки 2, а также вынесенного пульта управления. Угол поворота колонны составляет  $\pm 120^\circ$ . Рука имеет вертикальное перемещение на 762 мм и выдвижение по горизонтали также на 762 мм (или на 1067 мм), угол поворота кисти 4 относительно продольной и вертикальной осей  $\pm 90^\circ$ . Грузоподъемность промышленного робота "Versatran" при наибольшей скорости — 9,1 кг, при закрепленной кисти — 45,4 кг. Максимальные скорости линейного перемещения руки по вертикали и горизонтали — 0,92 м/с, скорость поворота колонны — 90 град./с. Точность позиционирования находится в пределах 2 мм, масса робота составляет 590 кг, пульта управления — 136 кг. Приводы робота — гидравлические.

Для управления промышленным роботом "Versatran" применяют два варианта программного управления: позиционную систему 302 и контурную систему управления 401.

Особенность позиционной системы 302 — наличие внутренней памяти, значительно уменьшающей количество координат, которые необходимо ввести в систему для выполнения той или иной работы. Основной частью системы управления 302 является программная матричная панель, которая имеет 120 отверстий (12 вертикальных колонок по 10 отверстий).

Каждое отверстие определяет либо координату положения захвата, либо команду внешнему оборудованию. Количество фиксированных координат захвата 5 равно 30.

На пульте управления, кроме матричной панели, имеются шесть кнопок, которые используются для оперативного вмешательства в работу системы. При нажатии кнопки "Стоп" система прекращает работу после достижения очередной опорной точки, с которой в дальнейшем робот может продолжать работу без потери информации. При нажатии кнопки "Выключено" работа прекращается только после окончания всего цикла. Кнопка "Аварийный стоп" немедленно отключает от системы все источники питания. Система построена по блочному принципу и состоит из трех блоков с потенциометрической настройкой положения, двух блоков с десятипозиционными счетчиками, логического блока и блоков сервоусилителей. Программа работы робота набирается на панели управления. При этом любой элемент программы может быть легко исправлен без искажения остальной части программы даже без остановки работы робота в процессе выполнения цикла операций.

Система управления 401 имеет двойное считывающее с перфоленты устройство для ввода информации в цифровом виде и более развитую логику с рядом добавочных функций. Контурная система управления гораздо компактнее и обладает большими возможностями.

Для промышленных роботов "Versatran" разработано поисковое устройство, которое позволяет автоматически выбирать нужные по толщине и конфигурации заготовки из листового материала. Набор типов заготовок, которые может различать устройство, достигает 100 ед.

Применение промышленных роботов "Versatran" возможно в следующих видах производства: литейном, кузнечно-штамповочном, при испытаниях, на вспомогательных операциях (дробеструйная обработка, обслуживание нагревательных печей, окраска деталей) и др.

Кинематическая схема промышленного робота "Aida Autohand АН-6" полностью соответствует схеме робота "Versatran". Однако вследствие применения более простой системы управления робот "Aida Autohand АН-6" более прост в эксплуатации, требует меньшей квалификации обслуживающего персонала, хотя и более ограничен в применении [32].

Робот АН-6 (рис. 1.23) имеет пять степеней свободы для осуществления следующих движений: выдвижение — втягивание руки 2, поворот руки относительно вертикальной оси, подъем — опускание руки, поворот кисти относительно горизонтальной оси руки и замыкание — размыкание захвата 1.

Рабочий объем робота представляет собой пространство, определяемое тремя перемещениями руки: подъемом или опусканием руки на 0,1 м; поворотом руки на максимальный угол  $120^\circ$ ; выдвижением руки на длину до 0,6 м. Все приводы робота пневматические. Энергия сжатого воздуха может поступать либо от компрессора, либо из цеховой пневматической сети. Необходимое давление в пневмосети — 500 кПа.



Движение по каждой координате происходит от упора до упора. При этом при подходе к конечным положениям приводов обеспечивается демпфирование удара их движущихся частей о жесткий упор.

Агрегаты робота установлены на едином корпусе 3 и закрыты крышками, расположенными на четырех его стенках. Корпус робота устанавливается на жесткое основание и регулируется четырьмя винтами 4 с опорными тарелочками.

Грузоподъемность робота АН-6 составляет 4 кг, ход руки в горизонтальном направлении — 600 мм, в вертикальном — регулируемый от 10 до 100 мм. Угол поворота руки относительно вертикальной оси составляет  $\pm 60^\circ$ , а угол поворота захвата относительно горизонтальной оси — от  $90$  до  $180^\circ$ . Угол размыкания захвата —  $20\text{--}30^\circ$ . Скорости робота: поворота руки относительно вертикальной оси —  $90$  град./с; выдвижения—втягивания руки —  $0,1$  м/с; вращения захвата —  $180$  град./с; размыкания—замыкания захвата —  $100$  град./с, масса робота —  $250$  кг.

Робот АН-6 работает в автоматическом режиме. Система управления цикловая. Работа робота программируется с помощью расположенного на корпусе в задней его части пульта управления, состоящего из контрольной панели и коммутационного поля, а также панели для подключения внешних устройств.

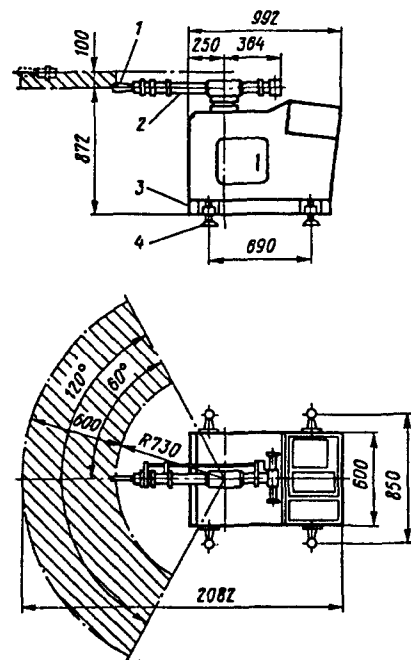


Рис. 1.23. Общий вид и рабочая зона промышленного робота "Aida Autohand AN-6"

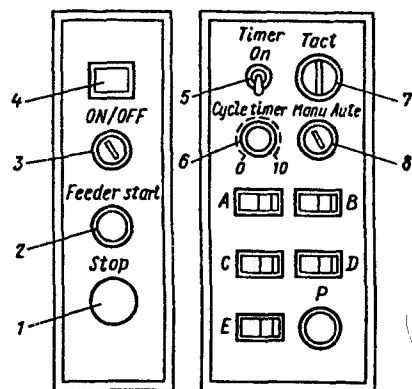


Рис. 1.24. Контрольная панель промышленного робота "Aida Autohand AN-6"

На контрольной панели (рис. 1.24) выведены следующие элементы: 4 — сигнальная лампочка; 3 — выключатель источника питания; 2 — кнопка включения автоматического управления; 1 — кнопка аварийного останова работы; 5 — выключатель реле времени; 6 — рукоятка выключателя величины задержки времени между циклами; 7 — регулятор времени такта; 8 — переключатель режима работы "ручной—автоматический". Кроме того, имеются пять переключателей различных движений робота в режиме ручного управления: А — переключатель поворота руки; В — выдвижения руки; С — открытия—закрытия захвата; D — вращения захвата; E — вертикального перемещения руки. Кнопка P предназначена для управления технологическим оборудованием, работающим в едином комплексе с роботом в режиме наладки.

Панель для подключения робота к внешним устройствам расположена на правой стенке корпуса (рис. 1.25). Клеммы 1 предназначены для подключения робота к питающему напряжению  $200 \pm 20$  В, клеммы 2 и 3 — для повторного пуска соединенного с роботом оборудования. Клеммы 4, 5, 6, 7 (G, H, I, K) предназначены для присоединения оборудования, работа которого должна быть синхронизирована с работой робота. Клеммы 8 служат для контроля положений "0", "Установка" и "Исходное положение" на пульте при проведении испытаний. Клеммы 9 необходимы для подключения кнопки дистанционного контроля при работе робота в автоматическом режиме. Клеммы 10 служат для дистанционной остановки робота, работающего в автоматическом режиме, с целью перехода на ручной режим управления. Клеммы 11 и 12 предназначены для контроля позиционирования руки робота, клеммы 13 — для заземления робота.

Программа работы робота набирается на коммутационном поле (рис. 1.26), которое представляет собой штекерную матрицу из 10 рядов по 10 гнезд и пяти групп по шесть гнезд (A, B, C, D, E) для программирования движений руки и захвата по каждой из пяти координат. В дополнение к этому имеется группа гнезд для коммутации сигналов управления, подаваемых технологическому оборудованию или поступающих от него в систему циклового управления робота — P, G, H, I, K.

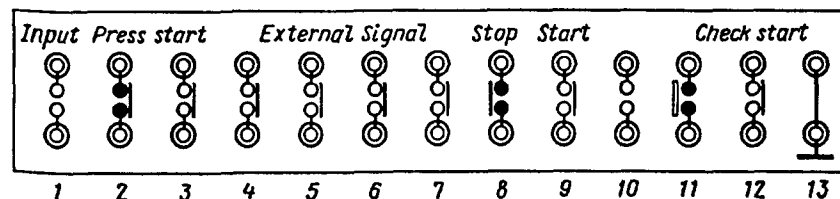


Рис. 1.25. Панель подключения промышленного робота АН-6



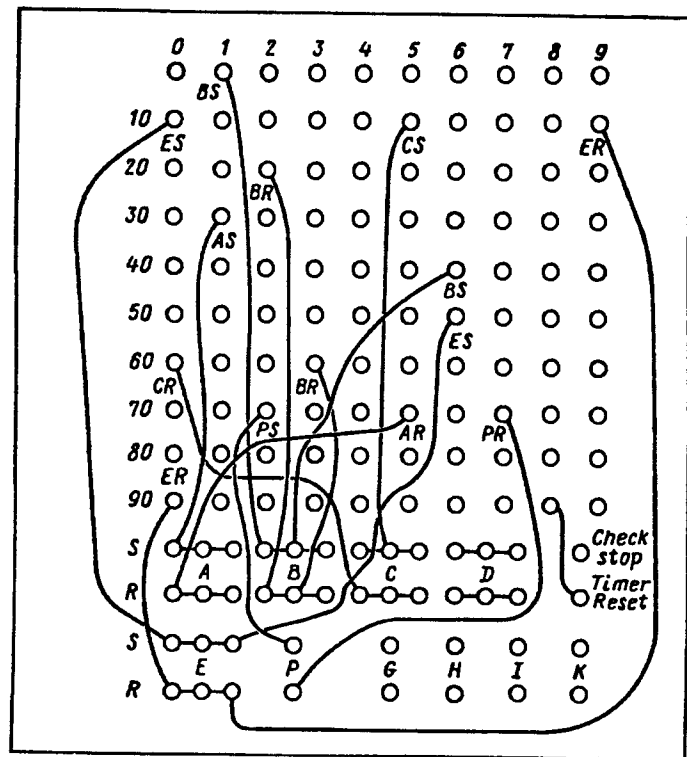


Рис. 1.26. Коммутационное поле промышленного робота АН-6

Программой устанавливается последовательность движений робота и временной интервал между моментами начала каждого очередного движения в цикле.

Необходимое движение робота программируется соединением гнезда группы данного движения (*A, B, C, D, E*) с соответствующим гнездом матрицы посредством проводника с двумя штекерами.

Временной интервал между началом двух последовательных движений равен произведению времени такта импульсного генератора на разность номеров гнезд штекерной матрицы, определяющих начало выполнения этих движений. Время такта равно 0,02—0,1 с и плавно регулируется рукояткой "Tact" (см. рис. 1.24) генератора импульсов, который выдает в систему управления импульсы частотой 10—50 Гц.

Генератор импульсов является управляющим устройством для каждого привода. В цикле работы робота первый тактовый импульс

подается на гнездо штекерной матрицы с номером 0, второй — на гнездо с номером 1 и так далее последовательно на каждое из 100 гнезд матрицы. Таким образом, если время такта установлено равным 0,1 с, то полное время цикла будет равно 10 с.

Если программируется несложный цикл операций, то он может иметь продолжительность значительно меньше 10 с. При этом нет необходимости в каждом цикле ожидать пока сигнал с генератора импульсов пробежит от первого до сотого гнезда штекерной матрицы.

Этот процесс прерывают после выполнения последнего движения в цикле. При программировании это обеспечивается соединением гнезда "Timer Reset" на коммутационном поле с гнездом матрицы, соответствующим моменту окончания последнего движения в цикле. После этого осуществляется автоматический переход к выполнению следующего цикла по истечении времени, определяемого реле времени.

Задержка времени начала нового цикла с момента окончания предыдущего может устанавливаться рукояткой "Cycle timer", (см. рис. 1.24) в пределах от 0 до 30 с.

В одной программе может содержаться по три команды на выполнение каждого движения в заданное положение и по три команды на возвращение в исходное положение. В исходном положении рука манипулятора повернута в крайнее левое положение, поднята и втянута, а захват раскрыт.

Система управления роботом АН-6 позволяет некоторые движения в цикле выполнять параллельно. При таком перекрытии движений также сокращается время цикла, т. е. увеличивается производительность робота.

Соединение гнезда "Check stop" с любым гнездом коммутационного поля дает возможность прервать отработку роботом программы в любой момент цикла. Это используется при наладке технологического процесса, так как позволяет проверять программу по этапам.

Для программирования необходимого цикла операций удобно пользоваться табл. 1.2.

Для каждого нового цикла операций составляют карту программирования.

Последовательность выполнения операций для обслуживания штамповочного пресса (рис. 1.27) следующая: 1 — вытягивание руки из исходного положения в позицию для взятия заготовки; 2 — опускание руки; 3 — захват заготовки роботом; 4 — подъем руки с заготовкой; 5 — втягивание руки; 6 — поворот руки вправо; 7 — вытягивание руки в позицию для укладки заготовки в штамп пресса; 8 — опускание руки; 9 — размыкание захвата; 10 — втягивание руки; 11 — включение пресса; 12 — поворот руки влево; 13 — выключение пресса; 14 — подъем руки в исходное положение.

Т а б л и ц а 1.2. Таблица программирования промышленного робота АН-6

Наименование движения	Знак движения	Обозначение	Установка в позицию S	Возврат в исходное состояние R	Программирующий знак
Поворот руки влево		A		*	AR
Поворот руки вправо		A	*		AS
Вытягивание руки		B	*		BS
Втягивание руки		B		*	BR
Подъем руки		E		*	ER
Опускание руки		E	*		ES
Размыкание захвата		C		*	CR
Смыкание захвата		C	*		CS
Вращение кисти влево		D		*	DR
Вращение кисти вправо		D	*		DS

Примечание. Знак "\*" определяет установку звена робота либо в рабочую позицию, либо в исходное положение.

В соответствии с картой программирования на коммутационном поле пульта управления робота производят соединения каждой пары гнезд с помощью специальных проводников со штекерами (см. рис. 1.26).

Робот "Aida Autohand АН-6" применяется в основном в кузнечно-штамповочном производстве.

Приведенными тремя конструкциями не ограничивается все многообразие выпускаемых и эксплуатируемых в настоящее время

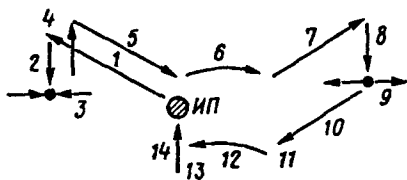


Рис. 1.27. Последовательность операций промышленного робота АН-6 для обслуживания штамповочного пресса

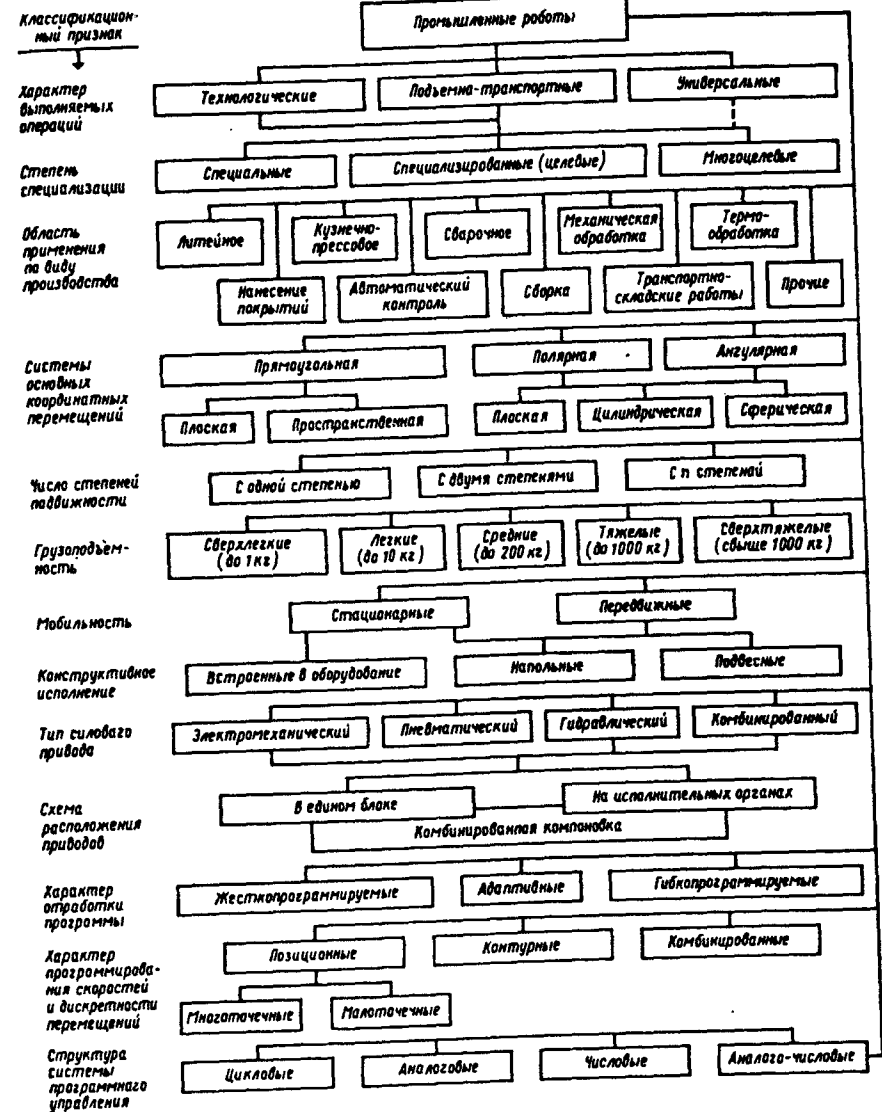


Рис. 1.28. Классификация промышленных роботов

промышленных роботов. Их несколько сот типоразмеров. Классификация промышленных роботов наиболее полно приведена в [41] и дополнена последним признаком по структуре системы программного управления (рис. 1.28).

## 2.1. Структура механизмов манипуляционных роботов

*Механизмом* называют механическую систему, предназначенную для получения требуемого движения одного или нескольких тел [2, 98].

Основными элементами механизма являются звенья и кинематические пары.

*Звеном* называют одно или несколько жестко соединенных твердых тел, входящих в состав механизма. Звенья бывают простыми, состоящими из одного твердого тела, и составными, состоящими из нескольких твердых тел, жестко соединенных между собой.

*Кинематической парой* называют соединение двух смежных звеньев, допускающее их относительное движение. Звенья могут соприкасаться поверхностями, линиями и точками. Если соприкосновение звеньев происходит в точке или по линии, то кинематическая пара называется высшей, если по поверхности, то низшей.

Кинематическая пара может быть плоской, если относительное движение сочлененных звеньев возможно лишь в параллельных плоскостях, или пространственной, если относительное движение сочлененных звеньев возможно в любом направлении.

В некоторых случаях с целью уменьшения потерь на трение и увеличения износостойкости между звеньями, образующими кинематическую пару, вводят промежуточные элементы (ролики или шарики подшипников). Такие сложные совокупности называют *кинематическими соединениями*. При этом с точки зрения кинематики кинематические соединения в данном случае эквивалентны данной кинематической паре, т. е. введение промежуточных элементов в кинематическую пару не изменяет ее тип.

Кинематические пары классифицируют по числу условий связей, налагаемых на относительное движение двух смежных звеньев, или по числу степеней свободы. Каждое условие связи в кинематической паре не только устраняет относительную подвижность, но и позволяет передавать от звена к звену силовое воздействие.

Свободное тело в пространстве имеет шесть степеней свободы: три поступательных движения в направлениях осей прямоугольной про-

странственной системы координат  $XYZ$ , а также три вращательных движения относительно этих осей. Если одно звено превратить в стойку, т. е. жестко связать его с неподвижной системой координат  $X_0Y_0Z_0$ , то для второго звена в соответствии с конструкцией кинематической пары получим число степеней свободы

$$W = 6 - U,$$

где  $U$  — число связей, налагаемых кинематической парой на относительное движение ее звеньев.

При  $U = 0$  пара отсутствует, поскольку отсутствуют связи между звеньями. При  $U = 6$  относительного движения звеньев не будет, так как они образуют одно звено. Поэтому число условий связей кинематической пары может находиться в пределах от 1 до 5. Соответственно этому все кинематические пары делят на пять классов по числу условий связей или на пять родов по числу степеней свободы.

Примеры кинематических пар, применяемых в механизмах манипуляционных роботов, приведены в табл. 2.1, где стрелками показаны возможные относительные перемещения (степени свободы) сочленяемых кинематической парой звеньев.

Кинематические пары первого и второго классов в манипуляционных устройствах роботов применения не находят из-за того, что они позволяют разомкнуть кинематическую цепь, что не допустимо.

Таблица 2.1. Примеры кинематических пар манипуляционных устройств

Класс	Род	Кинематическая пара	Класс	Род	Кинематическая пара
3	III				
4	II		5	I	

Кинематическая пара третьего класса (третьего рода) представляет собой шаровой шарнир, имеющий три степени свободы — вращение относительно каждой из осей пространственной прямоугольной системы координат  $XYZ$ .

Кинематическая пара четвертого класса (второго рода) может быть реализована либо вращением относительно одной из осей указанной системы координат и поступательным перемещением вдоль другой оси, либо вращением относительно двух взаимно перпендикулярных осей (шаровой шарнир с пальцем).

Кинематическая пара пятого класса (первого рода) позволяет иметь сочленяемым ею звеньям лишь одно относительное движение: либо вращательное, либо поступательное. При этом винтовая пара является кинематической парой пятого класса, так как у нее поступательное перемещение вдоль оси  $X$  связано с вращательным движением зависимостью:

$$x = \varphi R \operatorname{tg} \beta,$$

где  $\varphi$  — угол поворота винта относительно гайки;  $R$  — радиус винтовой линии;  $\beta$  — угол наклона винтовой линии относительно плоскости, перпендикулярной оси  $X$ .

Это дополнительное условие связи повышает класс кинематической пары на один разряд.

Эта дополнительная связь повышает класс кинематической пары на один разряд.

*Кинематической цепью* называют связанную систему звеньев, образующих кинематические пары. Кинематические цепи подразделяют на замкнутые и открытые. Замкнутой кинематической цепью называют такую, в которой все звенья входят не менее, чем в две кинематические пары (рис. 2.1, а). Открытой кинематической цепью называют цепь, в которой имеются отдельные звенья, входящие только в одну кинематическую пару (рис. 2.1, б).

Механизм — частный вид кинематической цепи, у которой одно звено обращено в стойку, а движение выходных звеньев вполне определяется заданным движением входных. Если все точки звеньев описывают при движении траектории, находящиеся в параллельных плоскостях, то механизм называют плоским. Если точки некоторых звеньев описывают при движении механизма траектории, выходящие из параллельных плоскостей, то он называется пространственным. Соответственно числу звеньев, входящих в кинематическую цепь (включая и стойку), механизмы именуют двух-, трех-, четырехзвенными и т. д. Минимальное число звеньев, составляющих механизм, — два.

Механизм манипуляционного робота представляет собой сложную открытую кинематическую цепь. Обобщенная схема манипуляционного устройства робота, приведенная на рис. 2.2, представлена в данном случае двумя манипуляторами ("руками"), укрепленными на стойке  $O$ . Подвижные звенья манипуляторов имеют следующие назва-

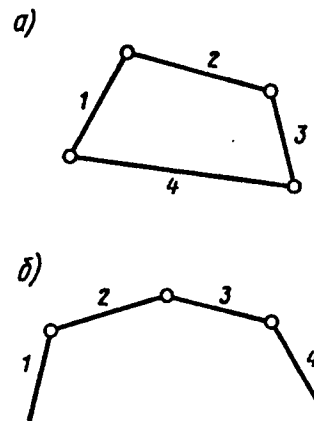


Рис. 2.1. Типы кинематических цепей: а — замкнутая; б — открытая

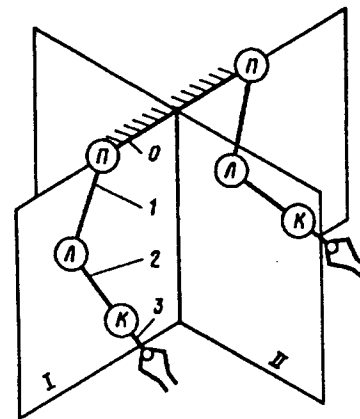


Рис. 2.2. Структура механизма манипуляционного робота

ния: 1 — плечо, 2 — предплечье, 3 — кисть. Приводные устройства (механизмы) следующие:  $P$  — плечевой,  $L$  — локтевой,  $K$  — кистевой (или запястный). Выделены две плоскости, относительно которых производится перемещение в пространстве манипуляторов:  $I$  — фронтальная,  $II$  — сагиттальная [40].

В механизмах манипуляционных роботов преимущественно используют кинематические цепи с низшими кинематическими парами. При этом применяют различные сочетания кинематических пар: только вращательные; только поступательные; сочетание вращательных и поступательных, например, в манипуляционном устройстве "Челнока".

Рассмотрим кинематическую схему манипуляционного устройства, в которое входят пять подвижных звеньев с различными кинематическими парами (рис. 2.3): пятого ( $A, C, E$ ), четвертого ( $B$ ) и третьего ( $D$ ) классов, вращательные и поступательные.

Кинематическая пара четвертого класса, соединяющая звенья 1 и 2 — шаровой шарнир с пальцем — конструктивно выполняется в виде двух кинематических вращательных пар пятого класса с взаимно перпендикулярными осями. Пара третьего класса, соединяющая звенья 3 и 4 с захватом 5, — шаровой шарнир — как правило выполняется в виде трех таких вращательных кинематических пар (рис. 2.4) с взаимно перпендикулярными осями в пространстве, соединяющих звенья 1, 2 и 3.

Система состоящая из  $m$  свободных звеньев, имеет в пространстве  $6m$  степеней свободы. Однако механизм образован лишь в том случае, когда одно из звеньев превращено в стойку, а остальные связаны между собой и стойкой кинематическими парами, каждая из которых налагает определенное число условий связи.

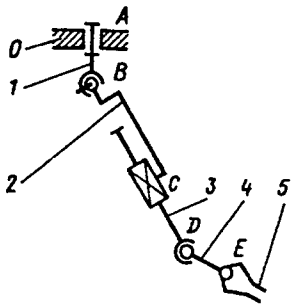


Рис. 2.3. Кинематическая схема манипуляционного устройства

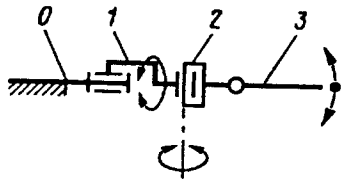


Рис. 2.4. Кинематическая схема конструктивной реализации шарового шарнира

число  $n$  подвижных звеньев (без учета стойки) всегда равно числу кинематических пар:

$$n = p_5 + p_4 + p_3. \quad (2.1)$$

При этом кинематические пары первого и второго классов (как уже было рассмотрено) не применяются.

После подстановки выражения (2.1) в формулу А. П. Малышева получим формулу для определения числа степеней свободы для механизмов манипуляционных устройств

$$W = p_5 + 2p_4 + 3p_3. \quad (2.2)$$

Пространственные исполнительные механизмы манипуляционных роботов могут иметь достаточно большое число степеней свободы, и во многих отношениях они аналогичны руке человека. Однако число звеньев человеческой руки велико ( $n = 19$ ), суставы представляют собой кинематические пары третьего, четвертого и пятого классов, что определяет число степеней свободы, равное  $W = 27$ . Следовательно, ни один механизм не обладает такими возможностями, что при нынешнем уровне техники не так уж важно. Тем более, что создание механизма, являющегося полным аналогом руки человека, потребовало бы чрезвычайно сложной системы приводов и не менее сложной системы управления.

Стойка лишена всех шести степеней свободы, поэтому необходимо рассматривать  $n = m - 1$  подвижных звеньев. Таким образом число степеней свободы пространственного механизма манипуляционного робота относительно стойки определяется формулой А. П. Малышева:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 = \\ = 6n - \sum_{i=1}^5 i p_i,$$

где  $p_1 \dots p_5$  — число кинематических пар первого, второго, третьего, четвертого и пятого классов в рассматриваемом механизме.

Особенностью манипуляционных роботов является то, что у них манипуляционное устройство представляет собой открытую кинематическую цепь, в которой

## 2.2. Характеристики геометрических свойств манипуляционных устройств

**Зона обслуживания.** У манипуляционных устройств роботов выделяют *базовую плоскость*, т. е. плоскость, которая образована плечом и предплечьем манипулятора и в которой могут располагаться одновременно оси всех его звеньев.

*Зоной обслуживания* манипуляционного робота называют совокупность точек базовой плоскости, которых может достигать захват манипуляционного устройства.

Преимущественное распространение получили манипуляторы с упорядоченным расположением звеньев и кинематических пар, т. е. таким, когда имеется, как правило, одна пара смежных кинематических связанных подвижных звеньев 1 и 2 (рис. 2.5), которая обеспечивает перенос кисти 3 в базовой плоскости в любую точку зоны обслуживания [30].

Кинематическая схема манипуляционного устройства (рис. 2.5, а) при условии введения еще одной степени свободы — вращения манипулятора в плечевом механизме относительно вертикальной оси — называется *антропоморфной*, так как она в самом общем виде представляет собой кинематическую схему руки человека. Это предопределяет ее применение в копирующих биотехнических манипуляционных роботах, у которых манипуляционное устройство геометрически подобно связанному с рукой человека-оператора задающему органу робота. При этом механизм манипулятора содержит только вращательные кинематические пары.

У автоматических манипуляционных роботов для получения перемещения кисти в базовой плоскости наибольшее распространение получили кинематические схемы (рис. 2.5, в, г), сочетающие вращательные и поступательные кинематические пары, а также схема (рис. 2.5, б), включающая две поступательные кинематические пары.

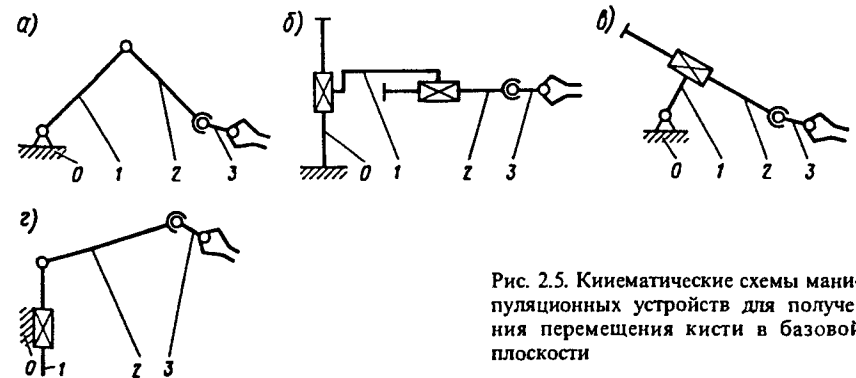


Рис. 2.5. Кинематические схемы манипуляционных устройств для получения перемещения кисти в базовой плоскости

**Рабочий объем.** Рабочим объемом (рабочей зоной) манипуляционного устройства называют пространство, ограниченное поверхностью, огибающей все возможные положения захвата.

Для обеспечения наиболее полного обслуживания любой точки рабочего объема манипуляционного устройства необходим механизм манипулятора, имеющий не менее шести степеней свободы, из которых три нужны для перемещения кисти и три — для ориентации захвата в пространстве.

В зависимости от сочетаний кинематических пар, обеспечивающих перемещение кисти, различают три основные формы рабочего объема манипуляционного устройства [37, 98]:

прямоугольный (рис. 2.6, а), когда кисть перемещается в пространстве с помощью механизма с тремя поступательными кинематическими парами пятого класса;

цилиндрический (рис. 2.6, б), когда используется механизм с двумя поступательными и одной вращательной кинематическими парами пятого класса;

сферический (рис. 2.6, в), когда используются две вращательные и одна поступательная, либо три вращательные кинематические пары пятого класса.

Движения манипуляционного робота и его манипуляционного устройства. При условии перемещения в пространстве движения человека можно условно разделить на три вида. К первому виду относят глобальные движения, которые осуществляются с помощью ног; ко второму виду — региональные движения рук человека при неподвижном положении его тела; к третьему — локальные движения, которые выполняются с помощью кистей рук человека [3, 30].

По аналогии с этим вводят понятия глобальных, региональных и локальных движений манипуляционных роботов.

К глобальным движениям робота относят его перемещения в пространстве с помощью средств передвижения. При отсутствии последних манипуляционный робот не имеет глобальных движений. Регио-

нальные движения робота — движения по переносу кисти его манипуляционного устройства в любую точку рабочего объема. Локальные движения робота связаны с ориентацией кисти манипуляционного устройства в пространстве и движения по захвату объектов действия.

При этом необходимо отметить, что понятия: зона обслуживания и рабочий объем относят к региональным и локальным движениям манипуляционного робота.

Движения манипуляционного устройства в рабочем объеме классифицируют следующим образом [40].

К первому классу относят движения манипуляционного устройства, несущего свободный объект, совершаемые в свободном рабочем объеме (рис. 2.7, а).

Целенаправленные движения манипуляционного устройства по перемещению свободного объекта, совершаемые в несвободном рабочем объеме, относят ко второму классу (рис. 2.7, б).

Движения манипуляционного устройства в свободном рабочем объеме, согласованные с движением объекта действия, относят к третьему классу движений (рис. 2.7, в).

Движения манипуляционного устройства в несвободном рабочем объеме, согласованные с перемещением объекта действия, относят к четвертому классу движений (рис. 2.7, г).

Возможность выполнения этих движений в значительной мере зависит от числа степеней свободы манипуляционного устройства, класса и размещения кинематических пар, маневренности манипуляционного устройства, его динамических качеств и характеристик приводов.

**Маневренность манипуляционного устройства.** Для рассмотрения этой характеристики манипуляционного устройства предложим кинематическую схему, приведенную на рис. 2.8. Плечевой  $A$  и запястный (кистевой)  $C$  механизмы манипуляционного устройства имеют каждый три степени свободы. Они позволяют ориентировать кисть  $3$  на некотором участке поверхности сферы радиусом, равным в пределе сумме длин плеча  $1$  и предплечья  $2$ . Кинематическая пара пятого класса в локтевом суставе  $B$  позволяет менять радиус сферы и доставлять захват практически в любую точку сферического рабочего объема.

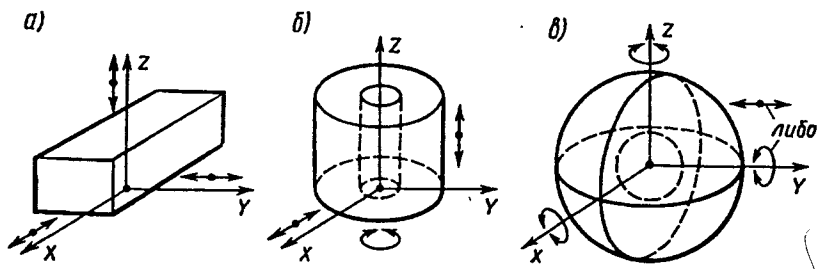


Рис. 2.6. Основные формы рабочего объема манипуляционных роботов

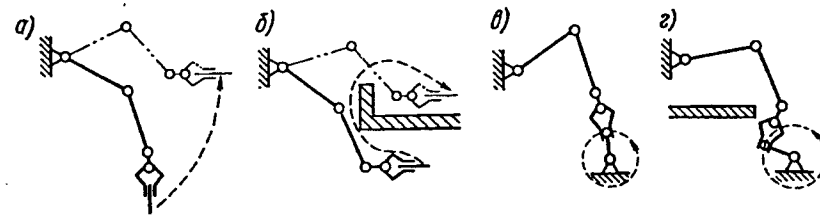


Рис. 2.7. Классификация движений манипуляционных устройств

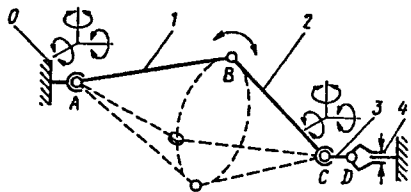


Рис. 2.8. Маневренность манипуляционного устройства

Если зафиксировать захват 4 в неподвижной точке, манипуляционное устройство будет иметь возможность совершать круговое движение плечом и предплечьем, "ометать" некоторый объем рабочего пространства вследствие того, что кинематические пары  $A$  и  $C$  — пары третьего класса.

Свойство манипуляционного устройства иметь подвижность звеньев при фиксированном захвате называется *маневренностью* [40].

В рассматриваемом случае механизм сохраняет одну степень свободы, что определяет степень маневренности манипуляционного устройства. Повышение числа степеней маневренности позволяет выполнять движения более сложных классов, сужает "мертвые" зоны манипуляционного устройства, увеличивает свободу действий оператора при выполнении сложных операций с объектами действий.

Перестановки кинематических пар ( $A$  на место  $B$  или  $C$  на место  $B$ ) не меняют число степеней свободы, но при фиксированном захвате превращают манипуляционное устройство в ферму, и механизм поэтому теряет маневренность.

Большое число степеней свободы манипуляционного устройства еще не определяет его маневренности. При этом число степеней маневренности определяется также классом и расстановкой в механизме кинематических пар. На рис. 2.9, *a, б, в* показана кинематическая схема манипуляционного устройства робота "Жук", изображенного на рис. 8.2 и имеющего 9 подвижных звеньев 1—9, девять степеней свободы и три степени маневренности: вращение кинематической пары  $F$  в горизонтальной плоскости, продольное перемещение звена 1 в кинематической паре  $A$  и качание звена  $b$  в плоскости чертежа. Сохранив число степеней свободы механизма равным девяти, заменим в нем кинематические пары пятого класса  $A, B$  и  $C$  одной кинематической парой третьего класса  $P$  (рис. 2.9, *г*). При этом число степеней маневренности уменьшится до двух, так как теперь при условии фиксации захвата возможны лишь перемещения механизма манипулятора согласно схемам, приведенным на рис. 2.9, *a, в*. Естественно, что возможности такого механизма меньше, чем исходного.

**Сервис манипуляционного устройства.** Для исследования кинематики механизмов используют объемный метод, который позволяет получить общие, интегральные оценки кинематических свойств манипулятора, характеризующие некоторые его качества при отработке множества траекторий.

Рабочий объем манипуляционного устройства определяется числом степеней свободы, типом и расстановкой кинематических пар и размерами его звеньев. Захват может достигать любой точки рабочего объема, однако функциональные возможности механизма манипулятора при этом оказываются различными.

В процессе работы появляется необходимость перемещать и ориентировать захват относительно объекта действия. Однако структурные особенности манипуляционного устройства и конструктивные ограничения не дают возможности подводить захват к любой точке рабочего объема под любым углом.

Для каждой точки рабочего объема можно определить некоторый телесный угол  $\psi$ , внутри которого захват можно подвести к этой точке. Этот угол называют пространственным углом обслуживания, или *углом сервиса* [12].

Коэффициентом сервиса называют отношение

$$\theta = \psi / 4\pi . \quad (2.3)$$

Коэффициент сервиса может меняться от нуля (для точек на границе рабочего объема) до единицы (для точек так называемой зоны полного сервиса).

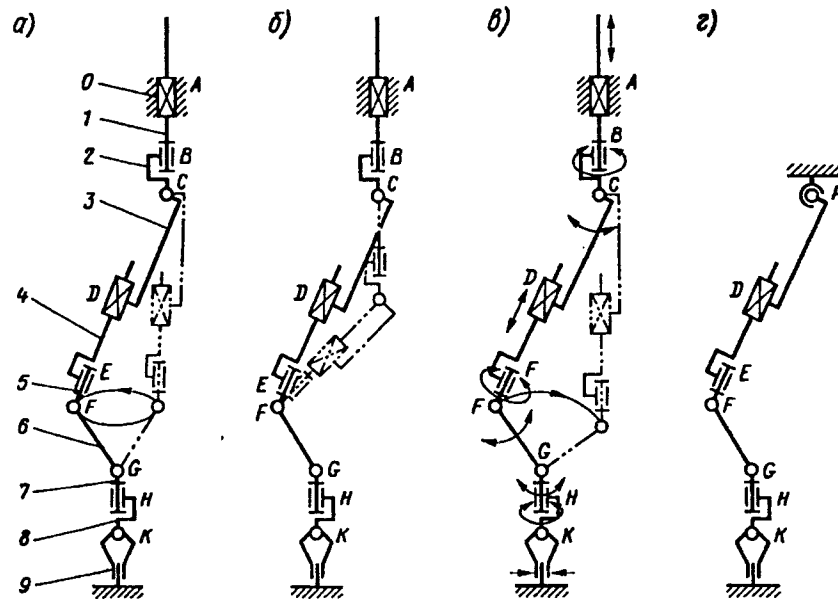


Рис. 2.9. Кинематическая схема манипуляционного робота "Жук" (к определению числа степеней маневренности)

Качество манипуляционного устройства в целом характеризуется средним значением коэффициента сервиса  $\bar{\theta}$  в рабочем объеме  $V$ :

$$\bar{\theta} = \frac{1}{V} \int_{(V)} \theta dV, \quad (2.4)$$

называемым полным коэффициентом обслуживания, или *сервисом манипулятора*.

Рассмотрим кинематическую схему манипуляционного устройства (рис. 2.10, а) с восемью степенями свободы и одной степенью маневренности, имеющего две кинематические пары третьего класса ( $A$  и  $C$ ) и две — пятого класса ( $B$  и  $D$ ).

Предположим, что захват зафиксирован некоторым малым объектом, которым можно пренебречь. При этом объект остается все время в одном и том же месте (в точке  $F$ ), а манипуляционное устройство перемещается относительно этой точки вместе со стойкой, меняя свою ориентацию в пространстве. Эту связь можно представить в виде шаровой пары третьего класса, помещенной в зафиксированную в пространстве точку  $F$ . Теперь коэффициент сервиса будет определяться тем пространственным углом, на который может поворачиваться продольная ось захвата при повороте всего манипуляционного устройства относительно неподвижной точки  $F$ .

Относительная подвижность звеньев ограничивается конструктивными размерами звеньев механизма и его приводов. Однако мы будем рассматривать "идеальное" манипуляционное устройство, т. е. такое, в котором отсутствуют ограничения на относительные перемещения звеньев и размерами шарниров которого можно пренебречь.

Для определения коэффициента сервиса необходимо знать значение угла сервиса. В связи с этим переориентацию захвата можно представить как вращение звена  $CF$  (рис. 2.10, б) относительно неподвижной точки  $F$ . Траектории точки  $C$  в данном случае лежат на сфере радиуса  $l_3$ . В результате подобного закрепления захвата получим пространственный четырехзвенник со стойкой  $AF$ .

Расположим звенья четырехзвенника  $ABCF$  в одной плоскости, образуемой плечом и предплечьем, — базовой плоскости манипуляционного устройства. Повернем плоскость относительно оси  $x-x$ , проходящей через точки  $A$  и  $F$ . В этом случае точка  $C$  при движении четырехзвенника будет описывать окружность, а вместе с вращением плоскости  $P$  — сферическую поверхность с центром в точке  $F$ .

Таким образом, исследование сервиса пространственного трехзвенного манипуляционного устройства с восемью степенями свободы можно свести к исследованию ряда плоских замкнутых четырехзвенных механизмов, различающихся длиной  $R$  звена  $AF$ . При этом можно определить значение коэффициента сервиса  $\theta$  для любой точки, лежащей на оси  $x-x$ , а, изменяя положение этой оси в пространстве, — для любой точки рабочего объема. Значение  $\theta$  для точек на этой оси не будет зависеть от ее положения в пространстве, поэтому достаточно рассмотреть одно произвольное положение оси  $x-x$ .

Взаимное положение звеньев в полученном четырехзвеннике характеризуется значениями углов  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ . Перемещение точки  $F$  ограничивается двумя предельными положениями механизма: в одном захват находится на наибольшем удалении от точки  $A$  при  $R = l_1 + l_2 + l_3$ ; в другом — определяется углами  $\varphi_1 = \varphi_3 = 0$  и  $\varphi_2 = \pi$  при  $R = l_1 - l_2 - l_3$ .

В данном случае можно выделить три зоны сервиса:

зона полного сервиса определяется из условия проворачиваемости многозвенника. При условии  $l_1 > l_2 > l_3$  эта зона находится в пределах

$$l_1 + l_2 - l_3 \geq R \geq l_1 - l_2 + l_3. \quad (2.5)$$

В зоне полного сервиса захват может быть подведен к любой точке рабочего объема под любым углом. Поэтому в этой зоне коэффициент сервиса  $\theta = 1$ ;

вторая зона сервиса находится в пределах

$$l_1 + l_2 + l_3 \geq R \geq l_1 + l_2 - l_3. \quad (2.6)$$

Для заданного (рис. 2.10, б) положения захвата в точке  $F$  наибольший угол  $\eta$ , на который может повернуться при данном значении  $R$  звено  $CF$  относительно оси  $x-x$ , называется углом сервиса в базовой плоскости. Так как механизм может занимать положение, симметричное оси  $x-x$ , считаем, что угол  $\eta$  может изменяться от 0 до  $\pi$ . Для второй зоны по теореме косинусов из косоугольного треугольника  $ACF$  имеем:

$$\cos \eta = \frac{l_3^2 + R^2 - (l_1 + l_2)^2}{2Rl_3}; \quad (2.7)$$

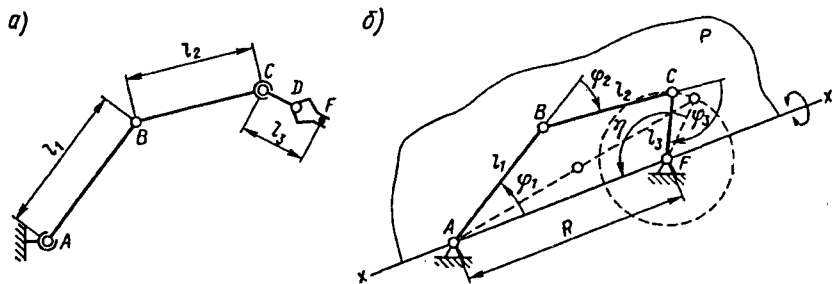


Рис. 2.10. Схемы манипуляционного устройства



третья зона сервиса расположена в пределах

$$l_1 - l_2 + l_3 \geq R \geq l_1 - l_2 - l_3. \quad (2.8)$$

Для этой зоны угол сервиса в базовой плоскости определится из выражения

$$\cos \eta = \frac{l_3^2 + R^2 - (l_1 - l_2)^2}{2Rl_3}. \quad (2.9)$$

Если размеры звеньев связаны неравенством  $l_2 > l_1 > l_3$ , то пределы, определяемые из формулы (2.9) при угле сервиса в базовой плоскости  $\eta$ , равном 0 и  $\pi$ , будут:

$$l_2 - l_1 + l_3 \geq R \geq l_2 - l_1 - l_3. \quad (2.10)$$

В общем случае

$$|l_1 - l_2| + l_3 \geq R \geq |l_1 - l_2| - l_3. \quad (2.11)$$

Таким образом можно рассчитать угол сервиса в базовой плоскости  $\eta$  для всех зон сервиса манипуляционного устройства. Этот угол однозначно определяет пространственный угол сервиса  $\psi$  и коэффициент сервиса  $\theta$ . Углу  $\eta$  на базовой плоскости соответствует в пространстве шаровой сектор, площадь шаровой поверхности которого (без учета конусной поверхности)

$$F = 2\pi l_3^2 (1 - \cos \eta). \quad (2.12)$$

Откуда значение пространственного угла сервиса

$$\psi = 2\pi (1 - \cos \eta).$$

Подставим это значение в формулу (2.3) и получим выражение для коэффициента сервиса

$$\theta = \frac{1 - \cos \eta}{2}. \quad (2.13)$$

Подставив в (2.13) формулы (2.7) и (2.9), определим значения коэффициента сервиса для различных зон: зона полного сервиса

$$\theta = 1; \quad (2.14)$$

вторая зона сервиса

$$\theta = \frac{(l_1 + l_2)^2 - (R - l_3)^2}{4Rl_3}; \quad (2.15)$$

третья зона сервиса

$$\theta = \frac{(R + l_3)^2 - (l_1 - l_2)^2}{4Rl_3}. \quad (2.16)$$

По формулам (2.14), (2.15), (2.16) построим график изменения коэффициента сервиса  $\theta$  при изменении расстояния от точки закрепления манипуляционного устройства на стойке  $A$  до точки  $F$  захвата от  $R_{\max}$  до  $R_{\min}$  (рис. 2.11) для следующего соотношения длин звеньев

$$|l_1 - l_2| > l_3.$$

Если соотношение длины звеньев манипуляционного устройства

$$|l_1 - l_2| = l_3.$$

то получим те же закономерности распределения зон сервиса, что и ранее. Однако при этом появляется особый случай, когда точка  $F$  захвата совпадает с точкой  $A$  закрепления манипуляционного устройства на стойке. При этом вращением всего манипулятора в кинематической паре  $A$  можно ориентировать захват любым образом относительно точки  $A$ . Поэтому в этом случае коэффициент сервиса  $\theta = 1$ .

Случай, когда  $|l_1 - l_2| < l_3$ , является более предпочтительным при создании манипуляционных устройств, обладающих лучшими характеристиками сервиса в третьей зоне. В этой зоне при таком соотношении длин звеньев манипулятора появляется участок со значением коэффициента сервиса  $\theta = 1$  (рис. 2.12). При подстановке в формулу (2.16) значений  $R = R_1 = l_3 + |l_1 - l_2|$  и  $R = R_2 = l_3 - |l_1 - l_2|$  получим  $\theta = 1$ . Наименьшее значение коэффициента сервиса в этой зоне в рассматриваемом случае будет при  $R = R_3 = \sqrt{l_3^2 - (l_1 - l_2)^2}$ .

Наиболее выгодным соотношением длин звеньев, при котором коэффициент сервиса  $\theta$  будет наибольшим, является такое, когда  $l_1 = l_2$  и  $l_3$  стремится к нулю. Подробный анализ сервиса манипуляционного устройства с конструктивными ограничениями на углы поворота звеньев во всех его кинематических парах приведен в работе [7].

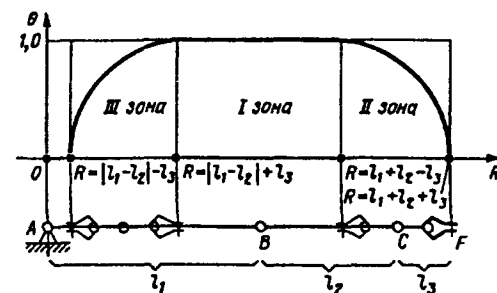


Рис. 2.11. График изменения коэффициента сервиса во всех зонах сервиса при соотношении длин звеньев манипулятора  $(l_1 - l_2) > l_3$

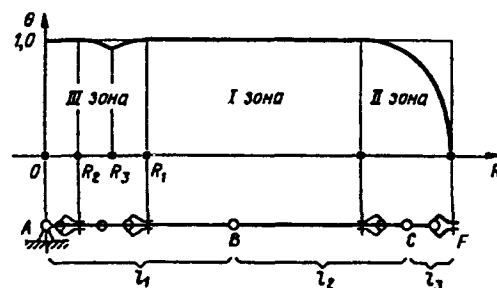


Рис. 2.12. График изменения коэффициента сервиса во всех зонах сервиса при соотношении длин звеньев манипулятора  $(l_1 - l_2) < l_3$

### 2.3. Кинематический анализ пространственных манипуляционных устройств

Задачи кинематического анализа и преобразования систем координат. В манипуляционных устройствах рассматривают голономные связи, т. е. связи, описываемые уравнением

$$f(\bar{R}, t) = 0, \quad (2.17)$$

где  $\bar{R}$  — радиус-вектор точки  $B$  подвижного звена в заданной системе координат  $X_1Y_1Z_1$ , связанной с неподвижным звеном.

В некоторых случаях уравнение связи может быть записано в виде:

$$f(\bar{R}, \bar{R}, \bar{R}, t) = 0. \quad (2.18)$$

Если уравнение (2.18) интегрируемо, то оно может быть сведено к уравнению (2.17) и связь в этом случае является голономной. Если оно не интегрируемо, то связь не голономная.

Обобщенными координатами манипуляционной системы называют независимые друг от друга величины, полностью и однозначно определяющие положение любой ее точки в данный момент времени.

Рассмотрим схему манипуляционного устройства, положение которого в любой момент времени определяется обобщенными координатами (рис. 2.13):  $q_1$  — угол поворота звена 1 относительно стойки 0;  $q_2$  — поступательное перемещение звена 2 относительно звена 1;  $q_3$  — поступательное перемещение звена 3 относительно звена 2;  $q_4$  — поворот звена 4 с захватом относительно звена 3.

Для манипуляционных устройств с голономными связями число обобщенных координат равно числу степеней свободы (подвижности).

Рассматривают прямую и обратную задачи кинематического анализа манипуляционных устройств.

Прямая задача заключается в определении положений, скоростей и ускорений звеньев или каких-либо точек, принадлежащих звеньям манипуляционной системы, если заданы обобщенные координаты  $q_i$ , а также первые и вторые производные по времени обобщенных координат (обобщенные скорости  $\dot{q}_i$  и обобщенные ускорения  $\ddot{q}_i$ ).

Обратная задача кинематического анализа заключается в определении обобщенных координат

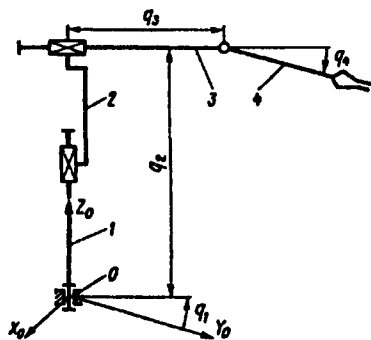


Рис. 2.13. Обобщенные координаты манипуляционного устройства

$\dot{q}_i$ , обобщенных ускорений  $\ddot{q}_i$  по заданным координатам, скоростям и ускорениям точек манипуляционной системы.

Исполнительные механизмы манипуляционных роботов представляют собой сложные открытые кинематические цепи. Анализ кинематики этих устройств поэтому представляет определенные трудности, связанные с большим объемом вычислений. Поэтому для исследования кинематики манипуляционных устройств применяют вычислительные машины. Идеальным инструментом для решения этих задач является аппарат матричного исчисления.

В ходе кинематического анализа необходимо выполнить преобразование систем координат, установить связь между обобщенными координатами, определяющими положение в пространстве объекта действия, и обобщенными координатами, определяющими положение точки закрепления манипуляционного устройства [89].

Рассмотрим вектор  $\bar{R}$ , расположенный в двух системах координат:  $X_1Y_1Z_1$  и  $X_2Y_2Z_2$ , которая повернута относительно первой на некоторый угол  $\gamma$  (рис. 2.14, а) относительно оси  $Z_1$ .

Зависимости преобразования координат конца вектора  $\bar{R}$  будут иметь вид (см. рис. 2.14, б):

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x_2 \cos \gamma - y_2 \sin \gamma; \\ y_1 &= x_2 \sin \gamma + y_2 \cos \gamma; \\ z_1 &= z_2. \end{aligned} \right\} \quad (2.19)$$

Формулы координатных преобразований имеют вид системы однородных алгебраических уравнений, которую можно записать в виде:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= (\cos \gamma) x_2 + (-\sin \gamma) y_2 + (0) z_2; \\ y_1 &= (\sin \gamma) x_2 + (\cos \gamma) y_2 + (0) z_2; \\ z_1 &= (0) x_2 + (0) y_2 + (1) z_2. \end{aligned} \right\} \quad (2.20)$$

Определим координаты конца вектора  $\bar{R}$  в новой системе, т. е. после поворота  $X_1Y_1Z_1$  на угол  $\gamma$  при переходе от неподвижной к

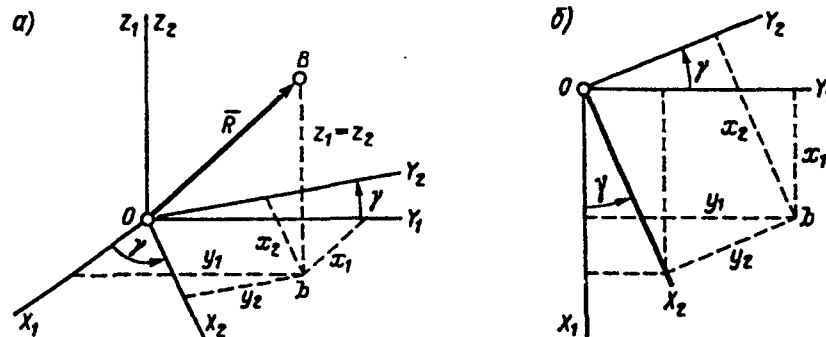


Рис. 2.14. Преобразование проекций вектора

подвижной системе координат, применив правило Крамера для действий с определителями из системы уравнений (2.20) [47],

$$x_2 = \frac{\begin{vmatrix} x_1 & -\sin\gamma & 0 \\ y_1 & \cos\gamma & 0 \\ z_1 & 0 & 1 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \cos\gamma & -\sin\gamma & 0 \\ \sin\gamma & \cos\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}} = \frac{(\cos\gamma)x_1 + (\sin\gamma)y_1 + (0)z_1}{1}$$

или для всех координат системы  $X_2Y_2Z_2$

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= (\cos\gamma)x_1 + (\sin\gamma)y_1 + (0)z_1; \\ y_2 &= (-\sin\gamma)x_1 + (\cos\gamma)y_1 + (0)z_1; \\ z_2 &= (0)x_1 + (0)y_1 + (1)z_1. \end{aligned} \right\} \quad (2.21)$$

Полученную систему (2.21) можно представить в виде матричного уравнения

$$\begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\gamma & \sin\gamma & 0 \\ -\sin\gamma & \cos\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{pmatrix} \quad (2.22)$$

или

$$A_2 = C_{12_z} A_1, \quad (2.23)$$

где  $A_1$  — матрица-столбец из координат точки конца вектора  $\bar{R}$  в системе координат  $X_1Y_1Z_1$ ;  $A_2$  — матрица-столбец из координат точки конца  $R$  в системе  $X_2Y_2Z_2$ ;  $C_{12_z}$  — матрица перехода для случая поворота прямоугольной системы координат  $X_1Y_1Z_1$  относительно оси  $Z$  до совмещения с системой координат  $X_2Y_2Z_2$ , составленная из коэффициентов системы уравнений (2.21), зависящих от угла поворота  $\gamma$  системы координат — матрица поворота:

$$C_{12_z} = \begin{pmatrix} \cos\gamma & \sin\gamma & 0 \\ -\sin\gamma & \cos\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (2.24)$$

Для случая поворота системы относительно осей  $X$  и  $Y$  получим соответственно при переходе от неподвижной системы координат к подвижной

$$A_2 = C_{12_x} A_1 \quad \text{и} \quad A_2 = C_{12_y} A_1,$$

где матрицы поворота — матрицы перехода к новой подвижной системе координат имеют вид:

$$C_{12_x} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha & +\sin\alpha \\ 0 & -\sin\alpha & \cos\alpha \end{pmatrix} \quad \text{и} \quad (2.25)$$

$$C_{12_y} = \begin{pmatrix} \cos\beta & 0 & -\sin\beta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin\beta & 0 & \cos\beta \end{pmatrix}, \quad (2.26)$$

где  $\alpha$  и  $\beta$  — углы поворота системы координат относительно оси  $X$  и  $Y$  соответственно.

При этом надо четко выполнять правило знаков, которое заключается в том, что угол поворота отсчитывается против часовой стрелки, если наблюдать его со стороны луча той оси, относительно которой производится поворот. При отсчете по часовой стрелке получаем отрицательное значение угла поворота.

Обратное преобразование координат путем поворота относительно оси  $Z$  на некоторый угол  $\gamma$  подвижной системы  $X_2Y_2Z_2$  до совмещения с неподвижной системой  $X_1Y_1Z_1$  производят исходя из следующих соображений.

Умножают слева обе части уравнения (2.23) на обратную матрицу  $C_{12_z}^{-1}$

$$C_{12_z}^{-1} A_2 = C_{12_z}^{-1} C_{12_z} A_1.$$

Так как

$$C_{12_z}^{-1} C_{12_z} = E,$$

где  $E$  — единичная матрица:

$$E = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}.$$

и поскольку матричное произведение

$$EA_1 = A_1,$$

то обратное преобразование координат выражается матричным уравнением

$$A_1 = C_{12_z}^{-1} A_2. \quad (2.27)$$

Необходимо заметить, что обратную матрицу  $C_{12_z}^{-1}$  получают транспонированием матрицы  $C_{12_z}$  относительно ее главной диагонали, т. е.

$$C_{12_z}^{-1} = \begin{pmatrix} \cos\gamma & -\sin\gamma & 0 \\ \sin\gamma & \cos\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} = C_{21_z}. \quad (2.28)$$

Это значит, что при обратном преобразовании координат поворотом системы  $X_2 Y_2 Z_2$  до совпадения с системой  $X_1 Y_1 Z_1$  относительно осей  $X$  и  $Y$  матричные уравнения будут иметь вид соответственно

$$A_1 = C_{21_x} A_2; \quad (2.29)$$

$$A_1 = C_{21_y} A_2. \quad (2.30)$$

При этом обратные матрицы поворота

$$C_{12_x}^{-1} = C_{21_x} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix};$$

$$C_{12_y}^{-1} = C_{21_y} = \begin{pmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \beta & 0 & \cos \beta \end{pmatrix}. \quad (2.31)$$

Необходимо обратить внимание на то, что обратное преобразование координат связано с изменением знака угла поворота. Если учесть, что  $\sin(-\alpha) = -\sin \alpha$ ,  $\cos(-\alpha) = \cos \alpha$ , то справедливы записи матрицы прямого и обратного поворотов системы координат.

При анализе кинематики пространственного механизма одновременно с поворотом координатных осей осуществляют перенос начала системы координат. Этот перенос учитывают с помощью матрицы-столбца параллельного переноса (поступательного перемещения) (рис. 2.15)

$$L = \begin{pmatrix} l_x \\ l_y \\ l_z \end{pmatrix}, \quad (2.32)$$

где  $l_x, l_y, l_z$  — проекции на ось старой системы координат отрезка длиной  $l$  (расстояния между началом координат старой и новой системы).

В случае переноса начала координат неподвижной  $i$ -й системы в новое  $j$ -е положение подвижной системы на расстояние  $l$  с поворотом одной из осей общее матричное уравнение примет вид:

при повороте относительно оси  $X$

$$A_j = C_{ij_x} A_i + L_{ij}; \quad (2.33)$$

относительно оси  $Y$

$$A_j = C_{ij_y} A_i + L_{ij}; \quad (2.34)$$

относительно оси  $Z$

$$A_j = C_{ij_z} A_i + L_{ij}. \quad (2.35)$$

При кинематическом анализе кроме определения положения кинематических пар манипуляционного устройства важно определить положение в пространстве его звеньев. Для этого в прямоугольной пространственной системе координат рассматривают три угла поворота, называемые углами Эйлера:  $\psi$  — угол прецессии, на который поворачивается система координат относительно оси  $Z_1$  в положение  $X'_2 Y'_2 Z_1$  (рис. 2.16);  $\theta$  — угол мутации, полученный последовательным поворотом относительно оси  $X'_2$  этой промежуточной системы координат  $X'_2 Y'_2 Z_1$  в положение  $X'_2 Y''_2 Z_2$ ;  $\varphi$  — угол собственного вращения, на который повернута относительно оси  $Z_2$  система координат  $X'_2 Y''_2 Z_2$  в новое положение  $X_2 Y_2 Z_2$ .

Матрица поворота системы координат  $X_1 Y_1 Z_1$  в положение  $X_2 Y_2 Z_2$  будет получена в результате перемножения трех матриц поворота

$$C_{12} = C_{Z_\varphi} C_{X_\theta} C_{Z_\psi},$$

где  $C_{Z_\varphi}$  — матрица поворота системы координат относительно оси  $Z_2$  на угол собственного вращения  $\varphi$ ;  $C_{X_\theta}$  — матрица поворота системы координат промежуточного положения относительно оси  $X$  на угол мутации  $\theta$ ;  $C_{Z_\psi}$  — матрица поворота системы координат относительно оси  $Z$  на угол  $\psi$ , т. е.

$$C_{12} = \begin{pmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi & 0 \\ -\sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & \sin \theta \\ 0 & -\sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix} \times$$

$$\times \begin{pmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} p_{11} & p_{12} & p_{13} \\ p_{22} & p_{22} & p_{23} \\ p_{31} & p_{32} & p_{33} \end{pmatrix}.$$

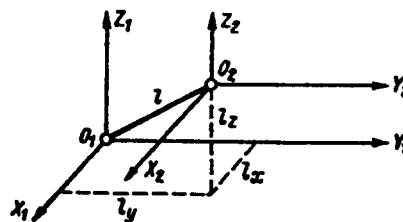


Рис. 2.15. Параллельный перенос прямоугольной пространственной системы координат

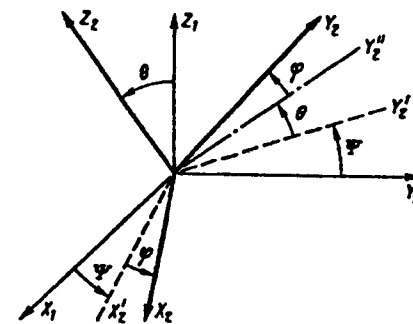


Рис. 2.16. Углы Эйлера

где элементы результирующей матрицы имеют вид:

$$\begin{aligned} p_{11} &= \cos \psi \cos \varphi - \sin \psi \sin \varphi \cos \theta; \\ p_{12} &= \sin \psi \cos \varphi + \cos \psi \sin \varphi \cos \theta; \\ p_{13} &= \sin \varphi \sin \theta; \\ p_{21} &= -\cos \psi \sin \varphi - \sin \psi \cos \varphi \cos \theta; \\ p_{22} &= -\sin \psi \sin \varphi + \cos \psi \cos \varphi \cos \theta; \\ p_{23} &= \cos \varphi \sin \theta; \\ p_{31} &= \sin \psi \sin \theta; \\ p_{32} &= -\cos \psi \sin \theta; \\ p_{33} &= \cos \theta. \end{aligned}$$

При обратном переходе от системы координат  $X_2Y_2Z_2$  к системе  $X_1Y_1Z_1$

$$C_{21} = C_{Z_0}^{-1} C_{X_0}^{-1} C_{Z_0}^{-1} = C_{12}^{-1},$$

где  $C_{12}^{-1}$  — транспонированная матрица поворота системы координат с меньшим индексом к системе с большим индексом:

$$C_{12}^{-1} = C_{21} = \begin{pmatrix} d_{11} & d_{12} & d_{13} \\ d_{21} & d_{22} & d_{23} \\ d_{31} & d_{32} & d_{33} \end{pmatrix}.$$

Элементы для этой матрицы определяются из выражений:

$$\begin{aligned} d_{11} &= \cos \psi \cos \varphi - \sin \psi \sin \varphi \cos \theta; \\ d_{12} &= -\cos \psi \sin \varphi - \sin \psi \cos \varphi \cos \theta; \\ d_{13} &= \sin \psi \sin \theta; \\ d_{21} &= -\sin \psi \cos \varphi + \cos \psi \sin \varphi \cos \theta; \\ d_{22} &= -\sin \psi \sin \varphi + \cos \psi \cos \varphi \cos \theta; \\ d_{23} &= -\cos \psi \sin \theta; \\ d_{31} &= \sin \varphi \sin \theta; \\ d_{32} &= \cos \varphi \sin \theta; \\ d_{33} &= \cos \theta. \end{aligned}$$

**Кинематический анализ пространственного манипуляционного устройства с вращательными кинематическими парами пятого класса.** В качестве примера прямой задачи кинематического анализа рассмотрим применение матричного метода анализа манипуляционного устройства с вращательными кинематическими парами пятого класса (рис. 2.17) [15].

Механизм имеет семь подвижных звеньев и семь кинематических пар. Седьмое звено и кинематическую пару  $G$  из рассмотрения исклю-

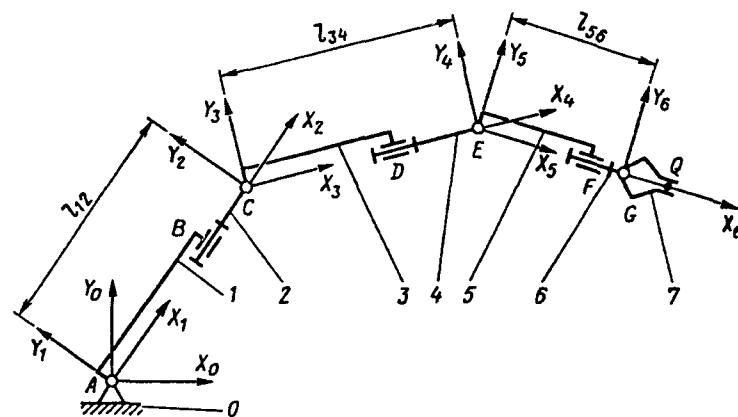


Рис. 2.17. Кинематическая схема манипуляционного робота "Маскот-1"

чим, поскольку они не влияют на анализ механизма.

С каждым из остальных подвижных звеньев и со стойкой свяжем систему прямоугольных координат:

со стойкой свяжем систему координат  $X_0Y_0Z_0$  с началом в точке  $A$ . Причем ось  $Z_0$  направим вдоль оси пары  $A$  от плоскости чертежа; с звеном 1 свяжем систему координат  $X_1Y_1Z_1$  с началом в точке  $A$ , ось  $Z_1$  направим параллельно оси  $Z_0$ ;

с звеном 2 свяжем систему координат  $X_2Y_2Z_2$  с началом в точке  $C$ , ось  $Z_2$  направим по оси пары  $C$  от плоскости чертежа;

с звеном 3 свяжем систему координат  $X_3Y_3Z_3$  с началом в точке  $C$ , ось  $Z_3$  направим параллельно оси  $Z_2$ ;

с звеном 4 свяжем систему координат  $X_4Y_4Z_4$  с началом в точке  $E$ , ось  $Z_4$  направим от плоскости чертежа по оси кинематической пары  $E$ ;

с звеном 5 свяжем систему координат  $X_5Y_5Z_5$  с началом в точке  $E$ , ось  $Z_5$  направим параллельно оси  $Z_4$ ;

с звеном 6 свяжем систему координат  $X_6Y_6Z_6$  с началом в точке  $G$ , ось  $Z_6$  направим по оси кинематической пары  $G$  в сторону от плоскости чертежа.

Координаты произвольной точки  $Q$  в системе  $X_6Y_6Z_6$ , жестко связанной с захватом 7, равны  $x_6, y_6, z_6$ .

Пользуясь общими матричными уравнениями перехода к новой прямоугольной системе координат, находим координаты точки  $Q$  в системе  $X_5Y_5Z_5$

$$A_5 = C_{65} A_6 + L_{65},$$

где  $A_5$  и  $A_6$  — матрицы-столбцы координат точки  $Q$  соответственно в системах  $X_5Y_5Z_5$  и  $X_6Y_6Z_6$ ;  $C_{65}$  — матрица поворота относительно оси  $X_5$  при

переходе от системы  $X_6Y_6Z_6$  к системе  $X_5Y_5Z_5$ ;  $L_{65}$  — матрица-столбец параллельного переноса системы координат  $X_6Y_6Z_6$  по оси  $X_5$ ;

$$L_{65} = \begin{pmatrix} +l_{56} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix},$$

где  $l_{56}$  — расстояние вдоль оси  $X_5$ , на которое производится параллельный перенос системы координат.

В данном случае переходим от подвижной системы координат с большим номером к системе с меньшим номером. Поэтому преобразование будет обратным, следовательно, и матрица поворота представляет собой обратную матрицу  $C_{56}^{-1}$

$$C_{65} = C_{56}^{-1} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha_{56} & -\sin \alpha_{56} \\ 0 & \sin \alpha_{56} & \cos \alpha_{56} \end{pmatrix};$$

где  $\alpha_{56}$  — угол поворота системы координат  $X_5Y_5Z_5$  относительно системы  $X_6Y_6Z_6$ .

Система координат  $X_4Y_4Z_4$  может быть совмещена с системой  $X_5Y_5Z_5$  только поворотом на угол  $\gamma_{45}$  относительно либо оси  $Z_5$ , либо оси  $Z_4$ , которые выбраны совпадающими друг с другом. Матрица поворота при этом также является обратной матрицей, так как мы переходим к системе с меньшим номером:

$$C_{54} = C_{45}^{-1} = \begin{pmatrix} \cos \gamma_{45} & -\sin \gamma_{45} & 0 \\ \sin \gamma_{45} & \cos \gamma_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}.$$

Матричное уравнение перехода от системы координат  $X_5Y_5Z_5$  к системе  $X_4Y_4Z_4$  таково:

$$A_4 = C_{54} A_5 = C_{54} (C_{65} A_6 + L_{65}),$$

где  $A_4$  — матрица-столбец координат точки  $Q$  в системе  $X_4Y_4Z_4$ .

Система координат  $X_3Y_3Z_3$  может быть совмещена с системой  $X_4Y_4Z_4$  параллельным переносом последней по оси  $X_3$  на величину  $l_{34}$  и поворотом относительно оси  $X_3$  на угол  $\alpha_{34}$ . При этом матрицы перехода

$$C_{43} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha_{34} & -\sin \alpha_{34} \\ 0 & \sin \alpha_{34} & \cos \alpha_{34} \end{pmatrix} \text{ и } L_{43} = \begin{pmatrix} l_{34} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}.$$

Матричное уравнение перехода к системе координат  $X_3Y_3Z_3$  имеет вид:

$$A_3 = C_{43} A_4 + L_{43} = C_{43} C_{54} (C_{65} A_6 + L_{65}) + L_{43},$$

где  $A_3$  — матрица-столбец координат точки  $Q$  в системе  $X_3Y_3Z_3$ .

Поворотом на угол  $\gamma_{23}$  относительно оси  $Z_3$  можно совместить систему координат  $X_2Y_2Z_2$  с системой координат  $X_3Y_3Z_3$ . Матрица поворота для этого случая такова:

$$C_{32} = \begin{pmatrix} \cos \gamma_{23} & -\sin \gamma_{23} & 0 \\ \sin \gamma_{23} & \cos \gamma_{23} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}.$$

Матричное уравнение перехода от системы координат  $X_6Y_6Z_6$  к системе  $X_2Y_2Z_2$  имеет вид:

$$A_2 = C_{32} A_3 = C_{32} [C_{43} C_{54} (C_{65} A_6 + L_{65}) + L_{43}],$$

где  $A_2$  — матрица-столбец координат точки  $Q$  в системе  $X_2Y_2Z_2$ .

Параллельным переносом на расстояние  $l_{12}$  вдоль оси  $X_1$  и поворотом на угол  $\alpha_{12}$  относительно оси  $X_1$  можно совместить систему координат  $X_1Y_1Z_1$  с системой  $X_2Y_2Z_2$ . При этом матрицы поворота и параллельного переноса

$$C_{21} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha_{12} & -\sin \alpha_{12} \\ 0 & \sin \alpha_{12} & \cos \alpha_{12} \end{pmatrix} \text{ и } L_{21} = \begin{pmatrix} l_{12} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}.$$

Матричное уравнение перехода к системе координат  $X_1Y_1Z_1$  имеет вид:

$$A_1 = C_{21} A_2 = C_{21} C_{32} [C_{43} C_{54} (C_{65} A_6 + L_{65}) + L_{43}] + L_{21},$$

где  $A_1$  — матрица-столбец координат точки  $Q$  в системе  $X_1Y_1Z_1$ .

Система координат  $X_0Y_0Z_0$  может быть совмещена с системой  $X_1Y_1Z_1$  поворотом относительно оси  $Z_1$  на угол  $\gamma_{01}$ . Матрица поворота при переходе от системы координат  $X_1Y_1Z_1$  к системе  $X_0Y_0Z_0$

$$C_{10} = \begin{pmatrix} \cos \gamma_{01} & -\sin \gamma_{01} & 0 \\ \sin \gamma_{01} & \cos \gamma_{01} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}.$$

Матричное уравнение перехода к системе  $X_0Y_0Z_0$  имеет вид:

$$A_0 = C_{10} A_1 = C_{10} \{C_{21} C_{32} [C_{43} C_{54} (C_{65} A_6 + L_{65}) + L_{43}] + L_{21}\},$$

где  $A_0$  — матрица-столбец координат точки  $Q$  в неподвижной, связанной со стойкой, прямоугольной системе координат  $X_0Y_0Z_0$ .

Подставляя в выражение для  $A_0$  матрицы и выполнив действия над ними, получим координаты произвольно выбранной в пространстве и связанной с захватом точки  $Q$  в неподвижной системе координат  $X_0Y_0Z_0$ :

$$\begin{aligned}x_0 &= \cos \gamma_{01} (x_3 \cos \gamma_{23} - y_3 \sin \gamma_{23} + l_{12}) - \sin \gamma_{01} \cos \alpha_{12} \times \\ &\quad \times (x_3 \sin \gamma_{23} + y_3 \cos \gamma_{23}) + z_3 \sin \gamma_{01} \sin \alpha_{12}; \\ y_0 &= \sin \gamma_{01} (x_3 \cos \gamma_{23} - y_3 \sin \gamma_{23} + l_{12}) + \cos \gamma_{01} \cos \alpha_{12} \times \\ &\quad \times (x_3 \sin \gamma_{23} + y_3 \cos \gamma_{23}) - z_3 \cos \gamma_{01} \sin \alpha_{12}; \\ z_0 &= \sin \alpha_{12} (x_3 \sin \gamma_{23} + y_3 \cos \gamma_{23}) + z_3 \cos \alpha_{12},\end{aligned}$$

где  $x_3, y_3, z_3$  — координаты точки  $Q$  в промежуточной системе координат  $X_3Y_3Z_3$ , которые определяются из выражений:

$$\begin{aligned}x_3 &= \cos \gamma_{45} (x_6 + l_{56}) - \sin \gamma_{45} (y_6 \cos \alpha_{56} - z_6 \sin \alpha_{56}) + l_{34}; \\ y_3 &= \cos \alpha_{34} \sin \gamma_{45} (x_6 + l_{56}) + \cos \alpha_{34} \cos \gamma_{45} (y_6 \cos \alpha_{56} - z_6 \sin \alpha_{56}) - \\ &\quad - \sin \alpha_{34} (y_6 \sin \alpha_{56} + z_6 \cos \alpha_{56}); \\ z_3 &= \sin \alpha_{34} \sin \gamma_{45} (x_6 + l_{56}) + \sin \alpha_{34} \cos \gamma_{45} (y_6 \cos \alpha_{56} - z_6 \sin \alpha_{56}) + \\ &\quad + \cos \alpha_{34} (y_6 \sin \alpha_{56} + z_6 \cos \alpha_{56}).\end{aligned}$$

Таким образом, имея кинематическую схему манипуляционного устройства, длины звеньев, задавая дискретно перемещения (в данном случае — углы поворота звеньев), можно всякий раз определять координаты точки  $Q$ , жестко связанной с захватом. Если известны скорости относительного перемещения соседних звеньев, т. е. угловые скорости приводов, то, выбирая в качестве шага единицу времени и считая движение установившимся, можно получить траектории движения захвата. Эти траектории будут зависеть от скорости и направления движения каждого привода.

Скорости и ускорения произвольно выбранной в пространстве точки  $Q$  могут быть определены дифференцированием выражений для  $x_0, y_0, z_0$ . При этом очевидно, что скорости и ускорения точек захвата манипуляционного устройства будут зависеть от скоростей и ускорений изменения обобщенных координат механизма, т. е. скоростей и ускорений конкретных приводов манипуляционного устройства.

Кроме определения траекторий движения, скоростей и ускорений точки захвата манипуляционного устройства необходимо знать закон изменения во времени положения захвата с объектом действия. Для этого необходимо найти углы Эйлера, определяющие положение захвата относительно неподвижной системы координат.

В этом случае матрица поворота, определяющая положение системы  $X_6Y_6Z_6$  относительно  $X_0Y_0Z_0$ , имеет вид:

$$C_{60} = \begin{pmatrix} m_{11} & m_{12} & m_{13} \\ m_{21} & m_{22} & m_{23} \\ m_{31} & m_{32} & m_{33} \end{pmatrix}. \quad (2.36)$$

Элементы этой матрицы таковы:

$$\left. \begin{aligned}m_{11} &= \cos \psi_{06} \cos \varphi_{06} - \sin \psi_{06} \sin \varphi_{06} \cos \theta_{06}; \\ m_{12} &= -\cos \psi_{06} \sin \varphi_{06} - \sin \psi_{06} \cos \varphi_{06} \cos \theta_{06}; \\ m_{13} &= \sin \psi_{06} \sin \theta_{06}; \\ m_{21} &= \sin \psi_{06} \cos \varphi_{06} + \cos \psi_{06} \sin \varphi_{06} \cos \theta_{06}; \\ m_{22} &= -\sin \psi_{06} \sin \varphi_{06} + \cos \psi_{06} \cos \varphi_{06} \cos \theta_{06}; \\ m_{23} &= -\cos \psi_{06} \sin \theta_{06}; \\ m_{31} &= \sin \psi_{06} \sin \theta_{06}; \\ m_{32} &= \cos \varphi_{06} \sin \theta_{06}; \\ m_{33} &= \cos \theta_{06}.\end{aligned} \right\} \quad (2.37)$$

Матрицу (2.36) можно получить и способом преобразования вектора, заданного в системе координат  $X_6Y_6Z_6$ , к системе  $X_0Y_0Z_0$ . При этом матричное уравнение преобразования примет следующий вид:

$$C_{10}C_{21}C_{32}C_{43}C_{54}C_{65}A_6 = C_{60}A_6 = A_0, \quad (2.38)$$

где  $A_0$  и  $A_6$  — матрицы координат вектора в системах координат  $X_0Y_0Z_0$  и  $X_6Y_6Z_6$ .

Из матричного уравнения (2.38) получаем:

$$C_{60} = C_{10}C_{21}C_{32}C_{43}C_{54}C_{65}. \quad (2.39)$$

Перемножив матрицу в правой части уравнения (2.39), получим матрицу поворота, равную матрице (2.36). Приравнявая элементы матрицы (2.36) к элементам матрицы (2.39), получим девять уравнений, из которых легко вычислить углы Эйлера, определяющие положение захвата через обобщенные координаты манипуляционного устройства. Приведем три из названных девяти уравнений, которые позволяют вычислить углы Эйлера:

$$\left. \begin{aligned}\cos \theta_{06} &= u_{23} \sin \alpha_{12} + u_{33} \cos \alpha_{12}; \\ \cos \varphi_{06} \sin \theta_{06} &= u_{22} \sin \alpha_{12} + u_{32} \cos \alpha_{12}; \\ -\cos \psi_{06} \sin \theta_{06} &= u_{13} \sin \gamma_{01} + \cos \gamma_{01} (u_{23} \cos \alpha_{12} - u_{33} \sin \alpha_{12}),\end{aligned} \right\} \quad (2.40)$$

где значения элементов матрицы промежуточных вычислений произведения (2.39):

$$\begin{aligned}u_{23} &= \sin \gamma_{23} \sin \gamma_{45} \sin \alpha_{56} - \cos \gamma_{23} (\cos \alpha_{34} \cos \gamma_{45} \sin \alpha_{56} + \sin \alpha_{34} \cos \alpha_{56}); \\ u_{33} &= -\sin \alpha_{34} \cos \gamma_{45} \sin \alpha_{56} + \cos \alpha_{34} \cos \alpha_{56}; \\ u_{22} &= -\sin \gamma_{23} \sin \gamma_{45} \cos \alpha_{56} + \cos \gamma_{23} (\cos \alpha_{34} \cos \gamma_{45} \cos \alpha_{56} - \sin \alpha_{34} \sin \alpha_{56}); \\ u_{32} &= -\sin \alpha_{34} \cos \gamma_{45} \cos \alpha_{56} + \sin \alpha_{56} \cos \alpha_{34}; \\ u_{13} &= \cos \gamma_{23} \sin \gamma_{45} \sin \alpha_{56} + \sin \gamma_{23} (\cos \alpha_{34} \cos \gamma_{45} \sin \alpha_{56} + \sin \alpha_{34} \cos \alpha_{56}).\end{aligned}$$

Вычислив углы Эйлера  $\varphi, \psi, \theta$ , можно определить их производные по времени и получить скорость их изменения. Зная углы Эйлера и их производные, легко найти проекции угловой скорости и углового ускорения захвата манипуляционного устройства на оси подвижной системы координат  $X_6 Y_6 Z_6$  и неподвижной, связанной со стойкой, системой  $X_0 Y_0 Z_0$ .

Кинематический анализ манипуляционных устройств с кинематическими парами третьего класса. Несмотря на то, что при конструировании манипуляционных устройств преимущественно применяются кинематические пары пятого класса, часто при больших значениях длин звеньев бывает целесообразно рассматривать вместо трех последовательно установленных вращательных пар, реализующих шаровый шарнир, одну пару третьего класса. В качестве примера можно рассмотреть подобную замену на манипуляционном устройстве "Челнока" (см. рис. 1.6), где три вращательные кинематические пары, реализуемые приводами качания 7, отведения 8 и ротации 10 кисти, целесообразно заменить при кинематическом анализе кинематической парой третьего класса — шаровым шарниром.

Порядок проведения кинематического анализа манипуляционных устройств с кинематическими парами третьего класса покажем на примере механизма, изображенного на рис. 2.18 [15].

Это манипуляционное устройство имеет восемь степеней свободы. Плечо 1 образует со стойкой, а предплечье 2 с кистью 3 шаровые кинематические пары А и С третьего класса. Плечо и предплечье соединены вращательной парой пятого класса В.

Свяжем со звеньями механизма системы координат следующим образом. Со стойкой свяжем неподвижную систему координат  $X_0 Y_0 Z_0$ , поместив ее начало в точку А. Начало системы координат  $X_1 Y_1 Z_1$  также поместим в точку А, ось  $X_1$  направим по оси предплечья 1, а ось  $Z_1$  — параллельно оси вращательной пары пятого класса В в направлении из плоскости чертежа. При этом базовую плоскость манипуляционного устройства расположим в плоскости

чертежа. С предплечьем 2 свяжем систему координат  $X_2 Y_2 Z_2$ , начало которой поместим в точку В, ось  $X_2$  направим по оси звена 2, а ось  $Z_2$  — по оси вращательной пары В. Начало системы координат  $X_3 Y_3 Z_3$  поместим в точку С, при этом свяжем систему с звеном 3, направив ось  $X_3$  по оси кисти 3, а ось  $Z_3$  направим параллельно оси вращения губок захвата 4 в точке D.

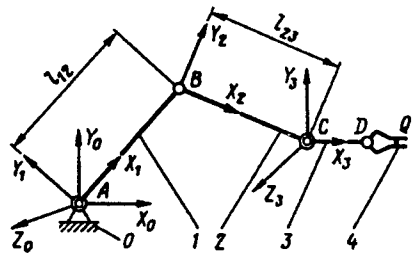


Рис. 2.18. Кинематическая схема манипуляционного устройства с шаровыми кинематическими парами третьего класса

Произвольная точка Q в системе  $X_3 Y_3 Z_3$  имеет координаты  $x_3, y_3, z_3$  и определяется матрицей-столбцом

$$A_3 = \begin{pmatrix} x_3 \\ y_3 \\ z_3 \end{pmatrix}. \quad (2.41)$$

На первом этапе анализа определим координаты точки Q в неподвижной системе координат  $X_0 Y_0 Z_0$ .

Система координат  $X_2 Y_2 Z_2$  может быть совмещена с системой  $X_3 Y_3 Z_3$  параллельным переносом по оси звена 2 (оси  $X_2$ ) на расстояние  $l_{23}$  и тремя последовательными поворотами на три угла Эйлера. При этом матрица параллельного переноса такова:

$$L_{32} = \begin{pmatrix} l_{23} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (2.42)$$

Матрица поворота при переходе от системы координат  $X_3 Y_3 Z_3$  к системе  $X_2 Y_2 Z_2$  имеет следующий вид:

$$C_{32} = \begin{pmatrix} n_{11} & n_{12} & n_{13} \\ n_{21} & n_{22} & n_{23} \\ n_{31} & n_{32} & n_{33} \end{pmatrix}. \quad (2.43)$$

где элементы матрицы определяются из выражений:

$$\left. \begin{aligned} n_{11} &= \cos \psi_{23} \cos \varphi_{23} - \sin \psi_{23} \sin \varphi_{23} \cos \theta_{23}; \\ n_{12} &= -\cos \psi_{23} \sin \varphi_{23} - \sin \psi_{23} \cos \varphi_{23} \cos \theta_{23}; \\ n_{13} &= \sin \psi_{23} \sin \theta_{23}; \\ n_{21} &= \sin \psi_{23} \cos \varphi_{23} + \cos \psi_{23} \sin \varphi_{23} \cos \theta_{23}; \\ n_{22} &= -\sin \psi_{23} \sin \varphi_{23} + \cos \psi_{23} \cos \varphi_{23} \cos \theta_{23}; \\ n_{23} &= -\cos \psi_{23} \sin \theta_{23}; \\ n_{31} &= \sin \varphi_{23} \sin \theta_{23}; \\ n_{32} &= \cos \varphi_{23} \sin \theta_{23}; \\ n_{33} &= \cos \theta_{23}. \end{aligned} \right\} \quad (2.44)$$

здесь  $\psi_{23}, \theta_{23}$  и  $\varphi_{23}$  — углы Эйлера, на которые поворачивается система координат  $X_2 Y_2 Z_2$  при переходе к системе  $X_3 Y_3 Z_3$ . При этом обязательно выполнение правила знаков.

Матричное уравнение, описывающее рассмотренное преобразование, имеет вид:

$$A_2 = C_{32} A_3 + L_{32}. \quad (2.45)$$

где  $A_2$  — матрица-столбец координат точки Q в системе  $X_2 Y_2 Z_2$ .



Система координат  $X_1Y_1Z_1$  может быть совмещена с системой  $X_2Y_2Z_2$  параллельным переносом по оси  $X_1$  на величину  $l_{12}$  и поворотом вокруг оси  $Z_1$  на угол  $\gamma_{12}$ . Матрица переноса

$$L_{21} = \begin{pmatrix} l_{12} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (2.46)$$

Матрица поворота при переходе от системы координат  $X_2Y_2Z_2$  к системе  $X_1Y_1Z_1$  такова:

$$C = \begin{pmatrix} \cos \gamma_{12} & -\sin \gamma_{12} & 0 \\ \sin \gamma_{12} & \cos \gamma_{12} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (2.47)$$

При этом матричное уравнение перехода

$$A_1 = C_{21} A_2 + L_{21}, \quad (2.48)$$

где  $A_1$  — матрица-столбец координат точки  $Q$  в системе  $X_1Y_1Z_1$ .

Система координат  $X_0Y_0Z_0$  может быть совмещена с системой  $X_1Y_1Z_1$  тремя последовательными поворотами на углы Эйлера  $\psi_{01}$ ,  $\theta_{01}$  и  $\varphi_{01}$ . Матрица поворота при переходе от системы координат  $X_1Y_1Z_1$  к системе  $X_0Y_0Z_0$  имеет вид:

$$C_{10} = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} \end{pmatrix}. \quad (2.49)$$

где элементы матрицы выражаются следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} b_{11} &= \cos \psi_{01} \cos \varphi_{01} - \sin \psi_{01} \sin \varphi_{01} \cos \theta_{01}; \\ b_{12} &= -\cos \psi_{01} \sin \varphi_{01} - \sin \psi_{01} \cos \varphi_{01} \cos \theta_{01}; \\ b_{13} &= \sin \psi_{01} \sin \theta_{01}; \\ b_{21} &= \sin \psi_{01} \cos \varphi_{01} + \cos \psi_{01} \sin \varphi_{01} \cos \theta_{01}; \\ b_{22} &= -\sin \psi_{01} \sin \varphi_{01} + \cos \psi_{01} \cos \varphi_{01} \cos \theta_{01}; \\ b_{23} &= -\cos \psi_{01} \sin \theta_{01}; \\ b_{31} &= \sin \varphi_{01} \sin \theta_{01}; \\ b_{32} &= \cos \varphi_{01} \sin \theta_{01}; \\ b_{33} &= \cos \theta_{01}. \end{aligned} \right\} \quad (2.50)$$

Полное матричное уравнение преобразования координат точки, заданной в системе координат  $X_3Y_3Z_3$ , к системе  $X_0Y_0Z_0$  таково:

$$A_0 = C_{10} [C_{21} (C_{32} A_3 + L_{32}) + L_{21}], \quad (2.51)$$

где  $A_0$  — матрица-столбец координат произвольной точки  $Q$ , связанной с захватом робота, в неподвижной системе координат  $X_0Y_0Z_0$ .

После выполнения действий над матрицами, входящими в уравнение (2.51), получим координаты точки  $Q$  в системе  $X_0Y_0Z_0$ :

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= b_{11} (\cos \gamma_{12} x_2 - \sin \gamma_{12} y_2 + l_{12}) + b_{12} (\sin \gamma_{12} x_2 + \cos \gamma_{12} y_2) + b_{13} z_2; \\ y_0 &= b_{21} (\cos \gamma_{12} x_2 - \sin \gamma_{12} y_2 + l_{12}) + b_{22} (\sin \gamma_{12} x_2 + \cos \gamma_{12} y_2) + b_{23} z_2; \\ z_0 &= b_{31} (\cos \gamma_{12} x_2 - \sin \gamma_{12} y_2 + l_{12}) + b_{32} (\sin \gamma_{12} x_2 + \cos \gamma_{12} y_2) + b_{33} z_2, \end{aligned} \right\} \quad (2.52)$$

где промежуточные значения координат

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= n_{11}x_3 + n_{12}y_3 + n_{13}z_3 + l_{32}; \\ y_2 &= n_{21}x_3 + n_{22}y_3 + n_{23}z_3; \\ z_2 &= n_{31}x_3 + n_{32}y_3 + n_{33}z_3. \end{aligned} \right\} \quad (2.53)$$

Следовательно можно определить траектории движения захвата робота.

Ориентация захвата в пространстве определяется углами Эйлера. Матричное уравнение, определяющее преобразование координат вектора системы  $X_3Y_3Z_3$  к системе  $X_0Y_0Z_0$ , имеет вид:

$$A_0 = C_{30} A_3 = C_{10} C_{21} C_{32} A_3, \quad (2.54)$$

где  $A_0$  и  $A_3$  — матрицы координат вектора в системах координат  $X_0Y_0Z_0$  и  $X_3Y_3Z_3$ .

Отсюда

$$C_{30} = C_{10} C_{21} C_{32}. \quad (2.55)$$

Перемножив матрицы в правой части выражения (2.55), получим выражения элементов матрицы  $C_{30}$  через известные обобщенные координаты.

Матрица направляющих косинусов, определяющих положение системы координат  $X_3Y_3Z_3$  относительно  $X_0Y_0Z_0$ , такова:

$$C_{30} = \begin{pmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} \end{pmatrix}, \quad (2.56)$$

где элементы матрицы имеют вид, аналогичный (2.37), с той лишь разницей, что индекс 0б при значениях углов Эйлера  $\psi$ ,  $\theta$  и  $\varphi$  заменен на индекс 03.

Приравнивая элементы матрицы  $k_{ij}$  (2.56) и матрицы, определенной по выражению (2.55), получим девять уравнений. По приведен-

ным трем уравнениям из девяти можно найти углы Эйлера, определяющие положение захвата в системе координат  $X_0Y_0Z_0$ :

$$\left. \begin{aligned} \cos \theta_{03} &= b_{31} (\cos \gamma_{12} n_{13} - \sin \gamma_{12} n_{23}) + b_{32} (\sin \gamma_{12} n_{13} + \cos \gamma_{12} n_{23}) + b_{33} n_{33} \\ \sin \varphi_{03} \sin \theta_{03} &= b_{11} (\cos \gamma_{12} n_{13} - \sin \gamma_{12} n_{23}) + b_{12} (\sin \gamma_{12} n_{13} + \cos \gamma_{12} n_{23}) + \\ &\quad + b_{13} n_{33}; \\ \sin \varphi_{03} \cos \theta_{03} &= b_{31} (\cos \gamma_{12} n_{11} - \sin \gamma_{12} n_{21}) + b_{32} (\sin \gamma_{12} n_{11} + \cos \gamma_{12} n_{21}) + \\ &\quad + b_{33} n_{31}. \end{aligned} \right\} (2.57)$$

Зная углы Эйлера и определив производные их по времени, можно найти, как и ранее, проекции угловой скорости и углового ускорения захвата манипуляционного устройства на оси неподвижной, связанной со стойкой, системы координат  $X_0Y_0Z_0$ .

Использование однородных координат при кинематическом анализе манипуляционных устройств. Однородными координатами точки в трехмерном пространстве называются любые четыре числа  $u_1, u_2, u_3, u_4$ , не все одновременно равные нулю и связанные с декартовыми координатами соотношениями:

$$x = u_1/u_4; \quad y = u_2/u_4; \quad z = u_3/u_4. \quad (2.58)$$

Таким образом, вектору в прямоугольной пространственной системе координат

$$\bar{R} = \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix}$$

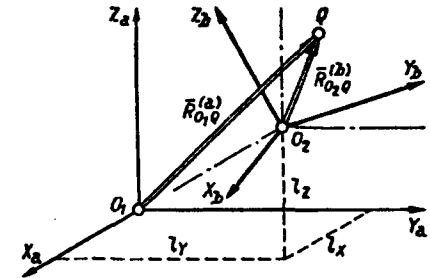
ставится в соответствие вектор в однородных координатах

$$\bar{U} = \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{pmatrix}.$$

Выражения (2.58) позволяют получить для любого набора однородных координат однозначно определенный набор декартовых координат. В самом деле, множеству векторов

$$\bar{U} = \begin{pmatrix} k u_1 \\ k u_2 \\ k u_3 \\ k u_4 \end{pmatrix} = (k u_1, k u_2, k u_3, k u_4)^T$$

рис. 2.19. Координатное преобразование с помощью однородных координат



будут соответствовать строго однозначные координаты в прямоугольной пространственной системе координат

$$x = \frac{k u_1}{k u_4}; \quad y = \frac{k u_2}{k u_4}; \quad z = \frac{k u_3}{k u_4}.$$

При этом  $k$  может принимать любые значения, за исключением  $k=0$ . Отсюда очевидно, что координата  $u_4$  определяет масштаб преобразований. Чаще всего принимают  $u_4 = 1$ . В случае  $u_4 > 1$  имеют дело с масштабом уменьшения, при  $u_4 < 1$  — с масштабом увеличения.

В том случае, когда однородная координата  $u_4 = 0$ , говорят о "бесконечно удаленной точке". Точку с однородными координатами  $(1, 0, 0, 0)^T$  называют "бесконечно удаленной в направлении оси X"; точку с координатами  $(0, 1, 0, 0)^T$  — "бесконечно удаленной в направлении оси Y"; точку с координатами  $(0, 0, 1, 0)^T$  — "бесконечно удаленной в направлении оси Z".

Вектор однородных координат

$$\bar{U} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ u_4 \end{pmatrix} = (0, 0, 0, u_4)^T$$

обозначает начало прямоугольной пространственной системы координат.

Рассмотрим координатное преобразование с помощью однородных координат (рис. 2.19). Оно может быть представлено матричным уравнением

$$\bar{R}_{O_1Q}^{(a)} = A \bar{R}_{O_2Q}^{(b)} + \bar{L}_{O_1O_2}, \quad (2.59)$$

где  $\bar{R}_{O_1Q}^{(a)}$  и  $\bar{R}_{O_2Q}^{(b)}$  — матрицы-столбцы из координат конца векторов соответственно в системах декартовых координат  $X_a Y_a Z_a$  и  $X_b Y_b Z_b$ ;  $\bar{L}_{O_1O_2}$  — матрица-столбец, составленная из координат точки  $O_2$  в системе координат  $X_a Y_a Z_a$  (матрица переноса);  $A$  — матрица поворота:

$$\bar{R}_{O_1Q}^{(a)} = \begin{pmatrix} x_a \\ y_a \\ z_a \end{pmatrix}; \quad \bar{R}_{O_2Q}^{(b)} = \begin{pmatrix} x_b \\ y_b \\ z_b \end{pmatrix}; \quad \bar{L}_{O_1O_2} = \begin{pmatrix} l_x \\ l_y \\ l_z \end{pmatrix}. \quad (2.60)$$

Зависимости преобразования декартовых координат могут быть представлены в виде системы однородных алгебраических уравнений:

$$\left. \begin{aligned} x_a &= \tau_{11} x_b + \tau_{12} y_b + \tau_{13} z_b + l_x; \\ y_a &= \tau_{21} x_b + \tau_{22} y_b + \tau_{23} z_b + l_y; \\ z_a &= \tau_{31} x_b + \tau_{32} y_b + \tau_{33} z_b + l_z. \end{aligned} \right\} \quad (2.61)$$

Имея в виду соответствие декартовым координатам однородных координат:

$$x_a = \frac{u_1^{(a)}}{u_4^{(a)}}; y_a = \frac{u_2^{(a)}}{u_4^{(a)}}; z_a = \frac{u_3^{(a)}}{u_4^{(a)}} \quad \text{и} \quad x_b = \frac{u_1^{(b)}}{u_4^{(b)}}; y_b = \frac{u_2^{(b)}}{u_4^{(b)}}; z_b = \frac{u_3^{(b)}}{u_4^{(b)}},$$

получим соответственно систему уравнений в однородных координатах

$$\left. \begin{aligned} u_1^{(a)} &= \tau_{11} u_1^{(b)} + \tau_{12} u_2^{(b)} + \tau_{13} u_3^{(b)} + l_x u_4^{(b)}; \\ u_2^{(a)} &= \tau_{21} u_1^{(b)} + \tau_{22} u_2^{(b)} + \tau_{23} u_3^{(b)} + l_y u_4^{(b)}; \\ u_3^{(a)} &= \tau_{31} u_1^{(b)} + \tau_{32} u_2^{(b)} + \tau_{33} u_3^{(b)} + l_z u_4^{(b)}; \\ u_4^{(a)} &= (0) u_1^{(b)} + (0) u_2^{(b)} + (0) u_3^{(b)} + (1) u_4^{(b)}. \end{aligned} \right\} \quad (2.62)$$

или

$$\bar{U}^{(a)} = T_{ab} \bar{U}^{(b)}, \quad (2.63)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \bar{U}^{(a)} &= (u_1^{(a)}, u_2^{(a)}, u_3^{(a)}, u_4^{(a)})^T; \\ \bar{U}^{(b)} &= (u_1^{(b)}, u_2^{(b)}, u_3^{(b)}, u_4^{(b)})^T; \end{aligned} \right\} \quad (2.64)$$

$$T_{ab} = \begin{pmatrix} \tau_{11} & \tau_{12} & \tau_{13} & l_x \\ \tau_{21} & \tau_{22} & \tau_{23} & l_y \\ \tau_{31} & \tau_{32} & \tau_{33} & l_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & A & \cdot & L \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (2.65)$$

В случае если осуществляется только поворот системы координат без переноса в новую точку начала координат, матрица (2.65) принимает вид:

$$T_{ab} = \begin{pmatrix} \tau_{11} & \tau_{12} & \tau_{13} & 0 \\ \tau_{21} & \tau_{22} & \tau_{23} & 0 \\ \tau_{31} & \tau_{32} & \tau_{33} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ \cdot & A & \cdot & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (2.66)$$

Если производится только параллельный перенос системы координат (без поворота), то

$$T_{ab} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & l_x \\ 0 & 1 & 0 & l_y \\ 0 & 0 & 1 & l_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & E & \cdot & L \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (2.67)$$

Таким образом, используя однородные координаты, получаем возможность более простой формализации расчетов манипуляционных устройств.

В данной главе приведены лишь некоторые из основных сведений, позволяющих подготовить читателя к восприятию методов кинематического анализа (определение перемещений, скоростей и ускорений элементов манипуляционных устройств), статического силового анализа (нахождение статических сил и моментов, действующих в кинематических парах), динамики (получение уравнений движения звеньев и определение динамических сил в механизме манипулятора), хорошо изложенных в учебниках, учебных пособиях и монографиях, которые приведены в перечне использованных литературных источников данного учебного пособия.

### 3.1. Основные особенности проектирования приводов манипуляторов и роботов

*Привод* представляет собой совокупность технических средств, предназначенных для приведения в движение звеньев манипулятора и исполнительного органа или захвата. Конструкция и характеристики привода в значительной мере определяют структуру и параметры системы управления и механической части машины или робота. Основные принципы проектирования приводов манипуляторов и роботов рассмотрены в работах [7, 17, 53, 55, 77].

Особенности технологического процесса манипулятора определяют следующие основные производственно-технологические требования к качеству привода:

привод должен обеспечивать отработку с необходимой точностью сигналов системы управления. Для выполнения отдельной технологической операции обычно требуется согласованное движение нескольких приводов, каждый из которых приводит в движение отдельное подвижное звено манипулятора. Таким образом, для манипулятора характерно групповое управление приводами;

для отработки заданной траектории в режиме слежения и обеспечения точности позиционирования скорость привода должна регулироваться при переменных нагрузках с большой точностью и в широком диапазоне. Переходные процессы при регулировании скорости движения звеньев должны быть апериодическими, поскольку отработка управляющих воздействий должна выполняться без перерегулирования;

так как манипулятор обычно имеет несколько последовательно соединенных звеньев, то требования к точности регулирования параметров привода существенно возрастают;

для повышения производительности манипулятора, приводы которого работают в циклическом режиме, необходимо высокое быстродействие и, соответственно, большая перегрузочная способность двигателя;

приводы манипулятора работают преимущественно в переходных режимах, при этом инерционность системы и значения активных на-

грузок изменяются в широком диапазоне с изменением конфигурации манипулятора;

привод должен обеспечивать разгон и торможение звеньев манипулятора при любом направлении действующих нагрузок, т. е. иметь возможность работать в четырех квадрантах механической характеристики и длительное время находиться в заторможенном состоянии;

в связи с необходимостью встраивания приводов непосредственно в соединенные последовательно подвижные звенья манипулятора, масса и размеры приводов должны быть минимальными;

должна обеспечиваться высокая надежность привода и низкие затраты на обслуживание, возможность сборки приводов из комплектных узлов, содержащих двигатель, устройства управления, датчики перемещения и скорости и др.

Приводы, используемые для манипуляторов, можно классифицировать по следующим признакам: виду применяемого двигателя (электрические постоянного и переменного тока, гидравлические и электрогидравлические, пневматические и гидропневматические); способу задания скорости установившегося движения (регулируемые, нерегулируемые); способу формирования управляющего воздействия (непрерывного действия, шаговые); виду движения исполнительного звена привода (с вращательным движением, поступательным движением, качанием выходного звена на заданный угол).

В зависимости от назначения, условий эксплуатации, грузоподъемности, зоны обслуживания, требований к точности позиционирования для привода манипуляторов используют электрические, гидравлические и пневматические двигатели с соответствующими системами управления.

*Электрический регулируемый привод* обладает компактной конструкцией двигателей, быстродействием, точностью работы, большим крутящим моментом на максимальной скорости, высокой надежностью и низким уровнем шума. Электрический привод использует доступную электроэнергию, которая преобразовывается в необходимый вид с помощью специальных преобразователей. С увеличением грузоподъемности масса и инерционность электрического привода существенно возрастают. Для преобразования вращательного движения в поступательное перемещение исполнительного звена, необходимы сложные механические передачи.

*Гидравлический привод* отличается высокой удельной мощностью, что позволяет создавать компактные приводы для манипуляторов большой грузоподъемности. Малая инерционность двигателей обеспечивает высокое быстродействие при бесступенчатом регулировании скорости. Просто решаются проблемы защиты привода от перегрузки и преобразования вращательного движения в поступательное. В то же время, гидравлический привод имеет относительно низкий КПД, для его эксплуатации необходима специальная насосная установка. Высо-

кие технологические требования к изготовлению и обслуживанию гидравлических приводов определяют их стоимость и значительные затраты на обслуживание.

**Пневматический привод** имеет простую и надежную конструкцию. Пневмоприводы могут развивать высокие скорости движения и в то же время неограниченно долго находиться в заторможенном состоянии. Пневматические приводы имеют небольшую массу на единицу мощности, низкую стоимость изготовления и эксплуатации, особенно при подключении к общей пневматической сети. Однако пневмоприводы имеют ограниченную мощность; скорость движения выходного звена нестабильна и плохо регулируется; позиционирование осуществляется преимущественно по жестким упорам.

**Общие вопросы проектирования приводов манипуляторов.** Для всех приводов общими являются требования, предъявляемые к энергетическим и динамическим характеристикам, определяющим запас устойчивости и качество переходных процессов при минимальных габаритных размерах и массе.

На первом этапе проектирования приводы рассматриваются как независимые по каждой степени подвижности. На втором этапе анализируется работоспособность системы приводов робота при совместных движениях.

Проектирование приводов роботов обычно выполняется в такой последовательности:

определяются исходные данные для расчета: минимальное и максимальное значения приведенного момента инерции  $I$  или массы звена с грузом  $m$ ; максимальный момент или сила сопротивления движению звена ( $M_{ст}$  или  $F_{ст}$ ), максимальная скорость вращения или поступательного движения ( $\omega_{max}$  или  $u_{max}$ ); соответствующие максимальные ускорения ( $\epsilon_{max}$  или  $a_{max}$ ); предельно допустимая ошибка позиционирования  $\delta_{max}$ ;

разрабатываются структурная и принципиальная схемы, определяются параметры и выбираются основные элементы привода;

рассчитываются динамические характеристики, проверяется устойчивость привода и отдельных функциональных звеньев;

исследуются переходные и установившиеся процессы на имитационной динамической модели привода с учетом параметров системы управления и нелинейности характеристик звеньев.

Для упрощения записи и анализа уравнений движения моменты инерции, массы, жесткости и крутящие моменты для отдельных участков привода приводят к одному эквивалентному валу, обычно валу ротора двигателя или к исполнительному звену манипулятора. Для приведения масс используют условие равенства кинетических энергий. Для приведения жесткости элементов — равенство потенциальных энергий приведенной и исходной систем. Обычно при составлении эквивалентной схемы учитывают только элементы, имеющие наи-

большую инерционность или податливость. Например, при приведении параметров привода каретки (рис. 3.1, а) к эквивалентной схеме (рис. 3.2)

$$M'_d = M_d; C'_m = C_m; I'_d = I_d; M'_{ст} = \frac{F_{ст}}{j}; I'_n = I_1 + \frac{I_2}{i_p^2} + \frac{m}{j^2}; j = \frac{i_p}{r}; \omega'_d = \omega_d,$$

где  $M_d, M'_d, \omega_d, \omega'_d, I_d, I'_d$  — действительные и приведенные значения соответственно крутящего момента, скорости и момента инерции двигателя;  $C_m, C'_m$  — соответственно действительная и приведенная жесткость трансмиссии;  $M'_{ст}$  — приведенный момент сопротивления движению;  $I_1, I_2$  — моменты инерции шестерен редуктора;  $m$  — масса каретки;  $F_{ст}$  — сопротивление движению каретки;  $i_p$  — передаточное отношение редуктора;  $r$  — радиус делительной окружности шестерни.

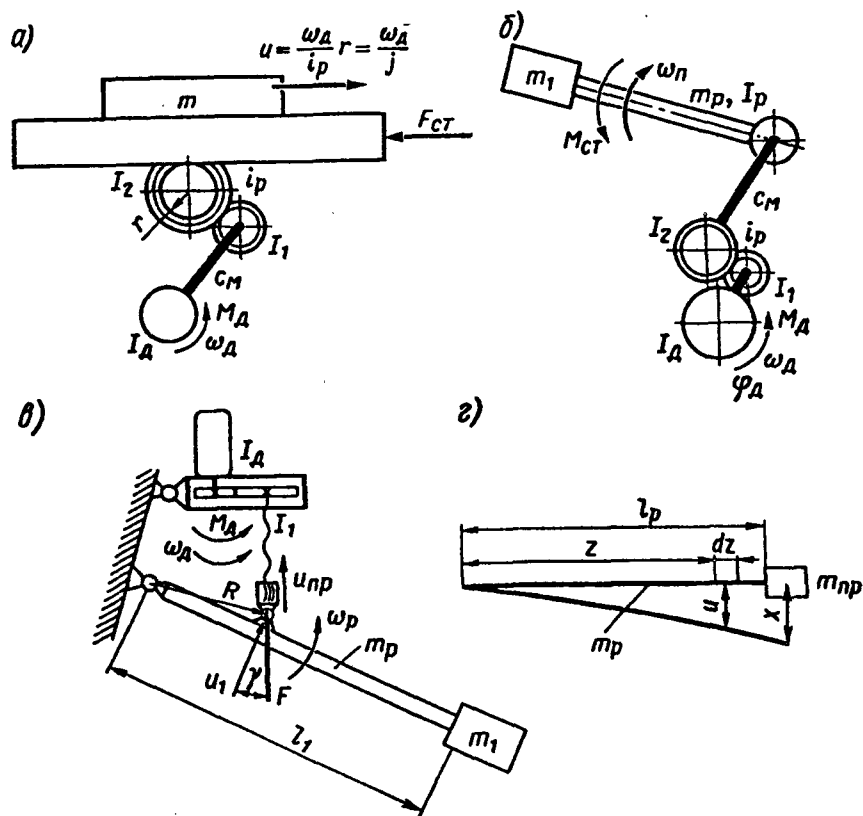
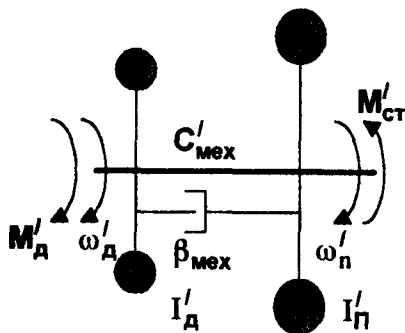


Рис. 3.1. Расчетные схемы приводов манипуляторов

Рис. 3.2. Эквивалентная двухмассовая динамическая модель привода



Для механизма поворота руки на (рис. 3.1, б)

$$C'_м = \frac{C_м}{i_p^2}; \quad I'_п = \frac{I_3 + I'_p}{i_p^2}; \quad I'_д = I_д + I_1 + \frac{I_2}{i_p^2}; \quad M'_{ст} = \frac{M_{ст}}{i_p}; \quad M'_д = M_д,$$

где  $I_1, I_2$  — моменты инерции шестерен редуктора;  $M_{ст}, M'_д$  — соответственно настоящий и приведенный моменты сопротивления повороту руки.

Момент инерции руки  $I'_п$  складывается из момента инерции груза  $m_1$  и собственного момента инерции звена  $I_p$ . Если рука манипулятора длиной  $l_p$  имеет массу  $m_p$ , то ее момент инерции

$$I_p = m_1 l_p^2 + \frac{m_p}{l_p} \int_0^{l_p} z^2 dz = m_1 l_p^2 + \frac{m_p l_p^3}{3}.$$

Для привода качания руки с четырехзвенным механизмом (рис. 3.1, в) момент инерции руки приводится к домкрату в виде эквивалентной массы

$$m_{пр} = I_p \left( \frac{\omega_p}{u_{пр}} \right)^2 = \frac{I_p}{R^2 (\cos \gamma)^2},$$

где  $\omega_p$  — угловая скорость руки;  $u_{пр}$  — скорость домкрата;  $\gamma$  — угол давления.

При приведении к эквивалентному валу момент инерции:

$$I'_п = m_{пр} j^2,$$

где  $j = \omega_д / u_{пр}$ .

При определении приведенной массы и жесткости звена с распределенными параметрами можно рассматривать только первую форму колебаний, соответствующую низким частотам, так как они имеют

наибольшую амплитуду и труднее демпфируются. Для составления эквивалентной схемы используется метод Рэлея. Звено рассматривается как консольная балка длиной  $l_p$  с распределенной массой  $m_p$  и приводится к схеме упругой консоли с сосредоточенной массой  $m_{пр}$  на конце.

Деформация руки при динамическом нагружении принимается равной прогибу консольной балки при статическом нагружении (рис. 3.1, з)

$$u = \frac{3z^2 l_p - z^3}{2l_p^3} X.$$

Отсюда приведенная масса

$$m_{пр} = \frac{m_p}{l_p x^2} \int_0^{l_p} \left( \frac{3z^2 l_p - z^3}{2l_p^3} \right)^2 x^2 dz = \frac{33}{140} m_p.$$

Жесткость консольной руки (см. рис. 3.1, в)

$$C_k = \frac{3EJ}{l_p^3},$$

где  $J$  — момент инерции сечения руки.

Параметры привода (см. рис. 3.1, б) поворота руки с изгибной жесткостью  $C_k$  и массой  $m_{пр}$  приводятся к эквивалентной схеме с помощью зависимостей:

$$I'_д = I_д + I_1 + \frac{I_2}{i_p^2} + I_3; \quad I'_п = \frac{(m_1 + m_{пр}) l_p^2}{i_p^2}; \quad C'_м = C_k.$$

При предварительном расчете параметров привод обычно рассматривается как абсолютно жесткий. Соответствующие динамические модели привода приведены на рис. 3.3.

Выбор параметров привода манипулятора зависит от режима работы системы управления. Для привода манипуляторов характерны два основных режима: позиционный и контурный.

При позиционном режиме привод перемещает звено манипулятора от одной точки позиционирования к другой с последовательными циклами разгона — торможения без контроля траектории и контурной скорости. В программе управления задаются координаты точек позиционирования и формируется режим переходного процесса для привода соответствующей координаты.

Для выбора параметров привода строятся нагрузочные характеристики, т. е. определяется зависимость скорости от нагрузки для

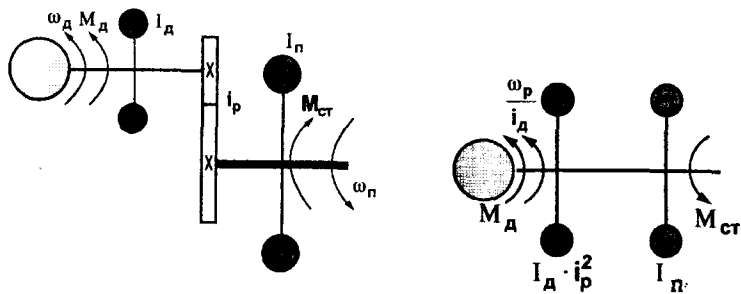


Рис. 3.3. Эквивалентная динамическая модель привода без учета упругости элементов трансмиссии

каждого двигателя. Их получают согласно законам движения звеньев манипулятора в соответствии с технологическим процессом. Если привод обладает моментом и скоростью, превышающими наибольшие расчетные значения, то заданный закон движения выполняется. Предварительно двигатель выбирают по потребной мощности,  $N_{\text{потр}}$ , которую рассчитывают для установившегося движения с наибольшей статической нагрузкой  $M_{\text{ст}}$  и с наибольшей скоростью исполнительного звена  $\omega_n$ :

$$N_{\text{потр}} = k_{\text{зап}} M_{\text{ст}} \omega_n$$

где  $k_{\text{зап}}$  — коэффициент запаса ( $k_{\text{зап}} = 1,2 \div 2,5$ ).

В тех случаях, когда в формировании режима нагружения основную роль играют силы или моменты инерции, для предварительного расчета мощности можно принять

$$I_d = I_n / i_p^2$$

Это соотношение достаточно точно выполняется для электрических приводов с высокомоментными двигателями и дает несколько завышенные оценки для гидравлических и малоинерционных электрических двигателей. В этом случае необходимая мощность привода

$$N_{\text{потр}} = \frac{(I_d i_p^2 + I_n)[\epsilon] + M_{\text{ст}}}{\eta} \omega_n = \frac{2I_n[\epsilon] + M_{\text{ст}}}{\eta} \omega_n$$

где  $I_d$  — момент инерции ротора двигателя;  $I_n$  — приведенный к выходному валу редуктора момент инерции звена манипулятора;  $[\epsilon]$  — ускорение, допустимое для звена манипулятора;  $\eta$  — КПД привода;  $\omega_n$  — установившаяся скорость выходного вала редуктора (скорость звена манипулятора);  $M_{\text{ст}}$  — приведенный к выходному валу редуктора момент сопротивления движению манипулятора.

Выбранный двигатель проверяется по параметрам переходного процесса при перемещении от одной точки позиционирования к другой. Циклограмма работы привода в позиционном режиме с прямоугольным законом изменения ускорения и, соответственно, с трапецидальным изменением скорости приведена на рис. 3.4. Ускорения выходного вала редуктора при разгоне и торможении привода:

$$\epsilon_p = \frac{M_{\text{др}} i_p - M_{\text{ст}}}{I_n + I_d i_p^2}; \quad \epsilon_t = \frac{M_{\text{дт}} i_p + M_{\text{ст}}}{I_n + I_d i_p^2}$$

где  $M_{\text{др}}$ ,  $M_{\text{дт}}$  — моменты двигателя в режиме соответственно разгона и торможения привода.

При расчете приняты следующие допущения: КПД редуктора равен единице; привод является абсолютно жестким; момент двигателя в процессе разгона и торможения не изменяется.

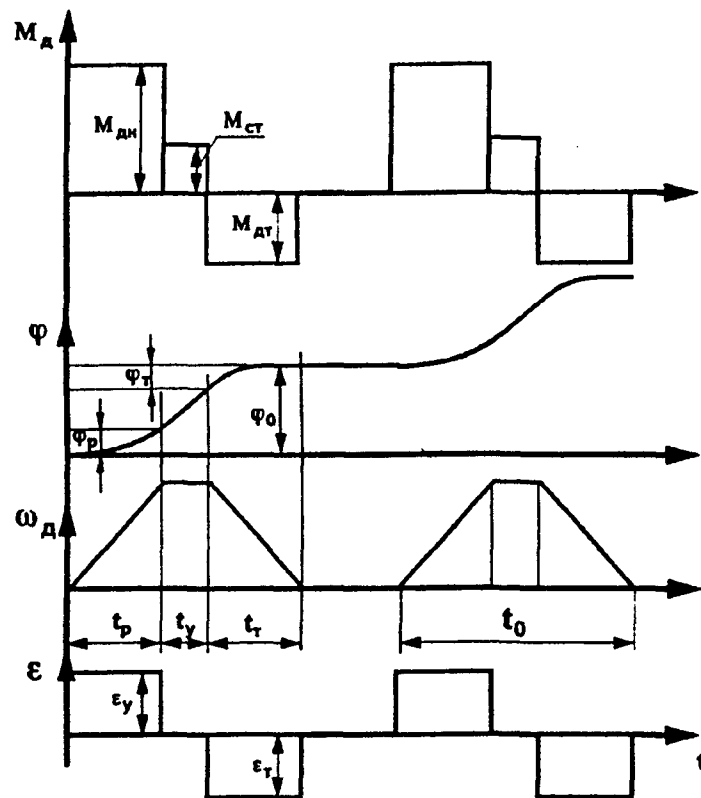


Рис. 3.4. Переходный процесс привода с позиционным управлением

На участке установившегося движения скорость выходного вала редуктора

$$\omega_n = \omega_{дн} i_p'$$

где  $\omega_{дн}$  — номинальная скорость вала двигателя.

Полное перемещение исполнительного звена за один цикл:

$$\varphi = \varphi_p = \varphi_y + \varphi_t = \frac{\omega_n^2}{2\varepsilon_p} = \omega_n t_y + \frac{\omega_n^2}{2\varepsilon_t}$$

где  $\varphi_p$ ,  $\varphi_y$ ,  $\varphi_t$  — перемещение звена соответственно при разгоне, установившемся движении и торможении;  $t_y$  — время установившегося движения.

В позиционном режиме с повторяющимися циклами разгона—торможения можно сократить время каждого цикла за счет выбора оптимального передаточного отношения редуктора  $i_p^{opt}$ , обеспечивающего режим наибольшего ускорения при разгоне.

Если принять момент двигателя равным номинальному, ( $M_d = M_d^{ном}$ ) и ускорение  $\varepsilon_p = \varepsilon_t = \varepsilon$ , то оптимальное  $i_p^{opt}$  определяется из условия:

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = 0 \text{ или } \frac{d}{dt} \left( \frac{M_d^{ном} i_p - M_{ст}}{I_n + I_d i_p^2} \right) = 0.$$

Условие выполняется при

$$i_p^{opt} = \frac{M_{ст}}{M_d^{ном}} + \sqrt{\left( \frac{M_{ст}}{M_d^{ном}} \right)^2 + \frac{I_n}{I_d}}$$

Минимальное время цикла, определяемое из условия достижения двигателем номинальной скорости  $\omega_{дн}^{ном}$ , соответствует треугольной тахограмме при  $t_y = 0$ :

$$t_0^{min} = \frac{2\omega_{дн}^{ном}}{i_p^{opt} \varepsilon} = \frac{2(I_n + I_d i_p^{opt})}{M_d^{ном} i_p^{opt} - M_{ст} i_p^{opt}} \frac{\omega_{дн}^{ном}}{\varepsilon}$$

Минимальное перемещение за один цикл:

$$\varphi_{min} = \frac{\omega_{дн}^{ном}}{i_p^{opt}} t_0^{min}$$

Если заданное перемещение за один цикл превышает  $\varphi_{min}$ , то скорость движения будет изменяться по закону трапеции (рис. 3.5). Для

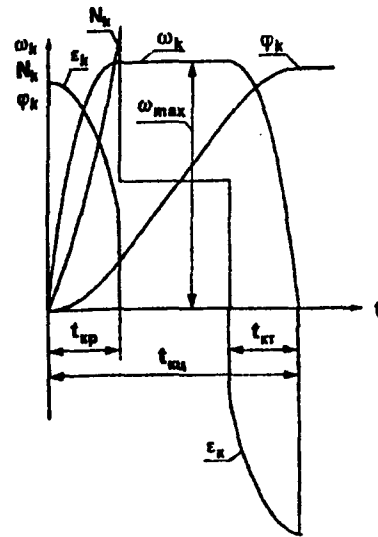


Рис. 3.5. Переходный процесс с контурным управлением

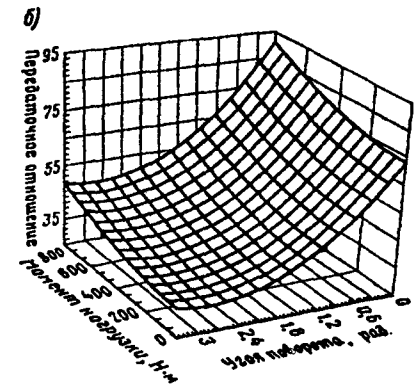
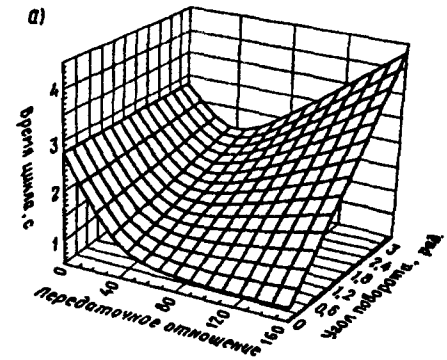


Рис. 3.6. Зависимость времени цикла от передаточного отношения редуктора, угла поворота звена и статической нагрузки

оптимизации привода по быстродействию в этом случае необходимо обеспечить минимальное время цикла при условии ограничения по номинальному моменту двигателя  $M_d \leq M_d^{ном}$  и номинальной скорости  $\omega_{дн}^{ном}$ . Принимаем, что в режимах разгона и торможения двигатель развивает номинальный момент. При этом в режиме торможения знак момента сопротивления  $M_{ст}$  меняется на противоположный. В этом случае время разгона  $t_p$  и торможения  $t_t$  не будут равны:

$$t_p = \frac{(I_n + I_d i_p^2)}{M_d^{ном} i_p - M_{ст}} \frac{\omega_{дн}^{ном}}{i_p}; \quad t_t = \frac{(I_n + I_d i_p^2)}{M_d^{ном} i_p + M_{ст}} \frac{\omega_{дн}^{ном}}{i_p}$$

Полное время цикла:

$$t_0 = \frac{\varphi_0 i_p}{\omega_{дн}^{ном}} + \frac{\omega_{дн}^{ном} M_d^{ном} (I_n + I_d i_p^2)}{(M_d^{ном} i_p)^2 - M_{ст}^2}$$



Минимум функции  $t_0 = f(i_p)$  относительно просто находится для частного случая  $M_{ст} \approx 0$ , соответствующего, например, повороту стойки манипулятора относительно вертикальной оси, передвижению каретки по горизонтальному рельсу и т. д. Из условия  $\partial t_0 / \partial i_p = 0$  находится  $i_p^{opt} = \sqrt[3]{\frac{2I_n(\omega_d^{ном})^2}{M_d^{ном}\varphi_0}}$ .

В общем случае при  $M_{ст} \geq 0$  для каждого заданного угла поворота можно рассчитать передаточное отношение, соответствующее минимальному времени цикла (рис. 3.6, а). Зависимость оптимального передаточного отношения от угла поворота  $\varphi_0$  и момента сопротивления  $M_{ст}$  при постоянных значениях  $M_d$ ,  $I_d$ ,  $I_n$ ,  $\omega_d^{ном}$  приведена на рис. 3.6, б.

Для приводов поступательного движения в расчетных зависимостях момент инерции  $I_n$  заменяется на массу  $m_n$ ; угловое перемещение  $\varphi_0$  и скорость  $\omega_d^{ном}$  на линейные  $s_0$  и  $u_0$ ; передаточное отношение  $i_p$  на  $j_p$ .

Полученное в результате подстановки  $i_p^{opt}$  или  $j_p$  время  $t_0^{min}$  сравнивается с заданным. При существенной разнице в значениях корректируется выбор двигателя и расчет повторяется.

Контурный режим работы привода манипулятора характеризуется необходимостью отработки траектории, задаваемой программой как последовательность положений исполнительного органа. Отработка задания по каждой координате происходит отдельно. При этом траектория движения формируется в соответствии с интерполяционными зависимостями. С энергетической точки зрения контурный режим является менее напряженным, чем позиционный.

Основные требования к приводу в контурном режиме — высокая статическая и динамическая точность воспроизведения заданной траектории, что требует быстрейшего привода и стабильности его характеристик. Исходя из требуемой точности отслеживания траектории, можно определить необходимую частоту подачи управляющих воздействий. Например, при обходе прямого угла, когда путь и время переходного процесса при разгоне и торможении определяются только значением допустимой ошибки, время разгона и торможения [68]:

$$t_n = 4\Delta y / u_p,$$

где  $\Delta y$  — допустимая ошибка;  $u_p$  — скорость слежения.

Соответственно, частота управляющего воздействия  $f_y = u_p / (16\Delta y)$ . Если обход выполняется по дуге окружности радиусом  $R$ , то

$$f_y = u_p / (2\pi R).$$

Собственная частота пропускания следящей системы привода манипулятора не должна быть меньше частоты управляющего воздействия. Под частотой пропускания понимается частота гармонического сигнала, которая может быть воспроизведена приводом при допустимом искажении формы выходного сигнала и сдвиге по фазе выходного сигнала относительно управляющего на угол не более  $90^\circ$ .

При движении исполнительного органа (см. рис. 3.1) в режиме слежения двигатель должен обеспечивать требуемые значения контурной скорости ( $\omega_k$  — для вращения или  $u_k$  — для поступательного перемещения) и ускорения ( $\epsilon_k$  или  $a_k$  соответственно). Наибольшая мощность двигателя соответствует концу разгона (см. рис. 3.5), когда скорость двигателя  $\omega_{dk}$  и момент двигателя  $M_{dk}$  достигают наибольших значений:

$$N_k = M_{dk} \omega_{dk} = \left( \frac{I_n \epsilon_k + M_{ст}}{i_p \eta} + I_d i_p \epsilon_k \right) i_p \omega_k.$$

При предварительном выборе двигателя можно принять  $I_d = 0$  для гидравлических и малоинерционных электрических двигателей и  $I_d = I_n / i_p^2$  для высокомоментных электродвигателей постоянного тока. Условия работоспособности выбранного по мощности  $N_d^{ном} \geq N_k$  двигателя следующие:

$$M_d^{ном} \geq M_{dk} \text{ и } \omega_d^{ном} \geq \omega_{dk},$$

где  $N_d^{ном}$ ,  $M_d^{ном}$ ,  $\omega_d^{ном}$  — соответственно номинальные мощность, момент и скорость вращения двигателя.

При выборе передаточного отношения в качестве критерия оптимальности можно принять минимум момента двигателя. Из условия  $\partial M_{dk} / \partial i_p = 0$  определяется оптимальное значение передаточного отношения (рис. 3.7).

$$i_p^{opt} = \sqrt{\frac{I_n \epsilon_k + M_{ст}}{\eta I_d \epsilon_k}}.$$

Проверяются также условия:

$$M_d^{ном} \geq M_{dk}^{min} = 2 \sqrt{\frac{I_n \epsilon_k + M_{ст}}{\eta}} I_d \epsilon_k \text{ и } \omega_d^{ном} \geq \omega_k i_p^{opt}.$$

Если условия не выполняются, необходимо выбрать двигатель большей мощности. Применение малоинерционных двигателей уменьшает расчетный момент двигателя и смещает экстремум зависимости  $M_d^{min}$  в зону более высоких значений передаточного отношения (рис. 3.8). Если при минимальном моменте контурная скорость мень-

ше требуемой, то необходимо определить передаточное отношение редуктора исходя из условия

$$i_p = \omega_d^{\text{ном}} / \omega_k$$

и проверить выбранный двигатель по мощности

$$N_d = M_{\text{дк}}^i \omega_{\text{дк}}^{\text{ном}} \leq N_d^{\text{ном}},$$

где  $M_{\text{дк}}^i$  — момент, соответствующий выбранному передаточному отношению.

Для определения необходимого момента привода в режимах с реверсивным движением можно использовать предельный гармонический режим перемещения исполнительного звена манипулятора

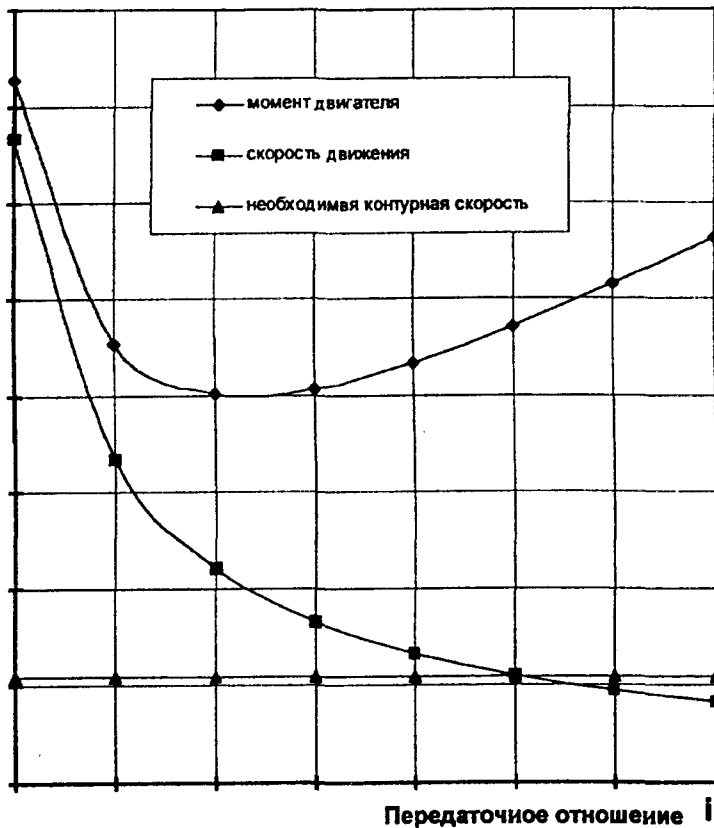


Рис. 3.7. Зависимость параметров привода от передаточного отношения редуктора в режиме слежения

$\varphi = \check{\varphi} \sin \check{\omega} t$ , амплитуда  $\check{\varphi}$  и частота  $\check{\omega}$  которого подбираются из условий:

$$\check{\varphi} \check{\omega} = \omega_{\text{max}} \text{ и } \check{\varphi} \check{\omega}^2 = \epsilon_{\text{max}},$$

где  $\omega_{\text{max}}$  и  $\epsilon_{\text{max}}$  — максимальные значения соответственно контурной скорости и контурного ускорения.

Таким образом, в предельном гармоническом режиме движение вала двигателя определяется зависимостью:

$$\varphi_d(t) = (i_p \omega_{\text{max}}^2 / \epsilon_{\text{max}}) \sin(\epsilon_{\text{max}} t / \omega_{\text{max}}).$$

Предельное значение номинального момента двигателя, необходимого для воспроизведения предельного гармонического цикла:

$$M_d^{\text{ном}} \geq \left( J_d + \frac{I_n}{2} \right) i_p \epsilon_{\text{max}} + \frac{M_{\text{ст}}}{i_p} \text{ при } \frac{\omega_d}{i} \geq \omega_{\text{max}}.$$

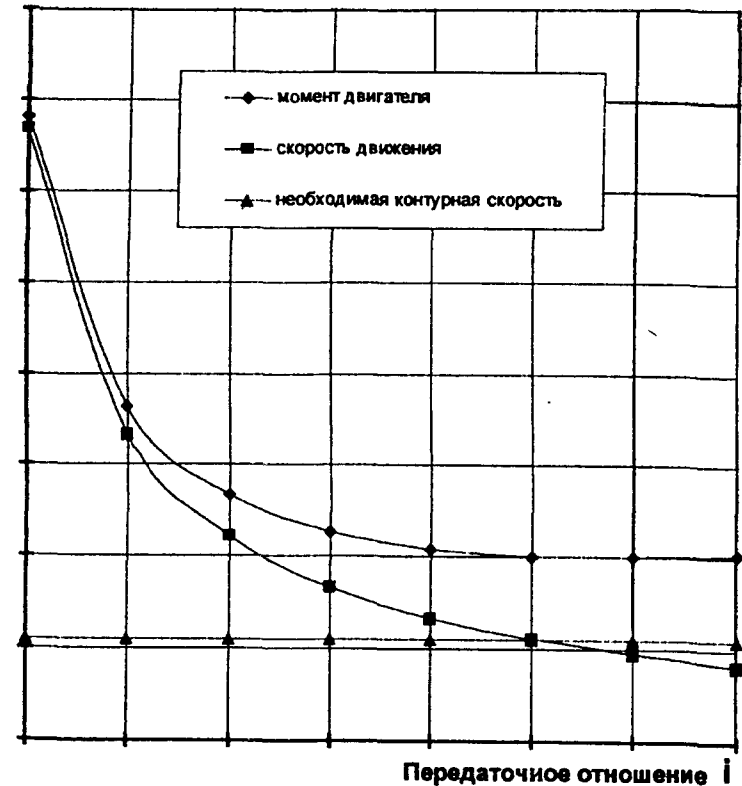


Рис. 3.8. Зависимость параметров привода от передаточного отношения редуктора для малоинерционного двигателя

Математические модели приводов с учетом упругости механических элементов привода. Для уточнения результатов расчетов параметров, полученных при допущении абсолютной жесткости элементов привода и звена манипулятора, необходимо учитывать упругие связи в многомассовой системе привода. Упругие деформации элементов привода и звеньев манипулятора вызывают их относительные колебания в режимах пуска и торможения, а также при изменении управляющего воздействия или сопротивления движению звена манипулятора. Для повышения точности слежения и позиционирования необходимо уменьшать колебательность системы, что усложняет выбор параметров привода и системы управления.

При расчете динамических характеристик систем с упругими звеньями и, в общем случае, с нелинейными характеристиками отдельных звеньев (двигателя, преобразователя и т. д.) возникают проблемы, связанные с большим числом варьируемых параметров, сложностью структурных связей и многокритериальностью оценки качества привода. При минимальных допущениях на параметры и характеристики системы расчет привода может быть выполнен численными методами исследования математических моделей динамики привода.

В предварительных расчетах целесообразно рассматривать систему привод — звено манипулятора как двухмассовую. При этом учитывается податливость механической передачи и фактическое распределение инерционных масс в приводе, связанных либо с ротором двигателя, либо со звеном манипулятора (см. рис. 3.1, рис. 3.2). Движение масс привода описываются в этом случае системой дифференциальных уравнений:

$$I'_d \ddot{\varphi}'_d + \beta_d \dot{\varphi}'_d = M'_d - \beta_{\text{мех}}(\dot{\varphi}'_d - \dot{\varphi}'_n) - C'_{\text{мех}}(\varphi'_d - \varphi'_n);$$

$$I'_n \ddot{\varphi}'_n + \beta_n \dot{\varphi}'_n = C'_{\text{мех}}(\varphi'_d - \varphi'_n) - \beta_{\text{мех}}(\dot{\varphi}'_d - \dot{\varphi}'_n) - M'_{\text{ст}};$$

где  $I'_d, I'_n, C'_{\text{мех}}$  — приведенные к эквивалентному валу соответственно моменты инерции масс и механическая жесткость привода;  $\varphi'_d$  и  $\varphi'_n$  — приведенные углы поворота соответственно двигателя и звена манипулятора;  $\beta_d, \beta_n, \beta_{\text{мех}}$  — коэффициенты демпфирования.

В приближенных расчетах можно принимать  $\beta_d = \beta_n = \beta_{\text{мех}} = (0,2 \div 0,4) \sqrt{I'_n C'_{\text{мех}}}$ .

В общем случае момент двигателя привода  $M'_d$  зависит от скорости вращения его вала  $\dot{\varphi}'_d$  и управляющего воздействия системы управления. Переходный процесс разгона звена манипулятора (рис. 3.9) получен для двигателя с экскаваторной характеристикой, момент  $M'_d$  которого зависит от скорости  $\omega_d$  следующим образом:

если  $\omega_d \geq \omega_{\text{ном}}$ ,

$$M'_d = M_{\text{max}} \left( \frac{\omega_0 - \omega_d}{\omega_0 - \omega_{\text{ном}}} \right).$$

В противном случае:

$$M'_d = M_{\text{max}},$$

где  $\omega_0, \omega_{\text{ном}}$  — скорости вращения двигателя соответственно при холостом ходе и при номинальном моменте;  $M_{\text{max}}$  — максимальный момент двигателя.

Эффективность параметров привода и, в первую очередь, его быстродействие и устойчивость, оцениваются по следующим характеристикам переходного процесса:

перерегулированию, характеризующему запас устойчивости системы:

$$\sigma = (x_{\text{max}} - x_{\text{уст}}) / x_{\text{уст}},$$

где  $x_{\text{max}}, x_{\text{уст}}$  — соответственно максимальное и установившееся значения параметра переходного процесса;

степени неустойчивости параметра:

$$\psi_\varepsilon = \Delta x_\varepsilon / x_i,$$

где  $\Delta x_\varepsilon$  — фактическое изменение параметра при равновесном режиме;  $x_i$  — значение параметра при заданном равновесном режиме;

времени переходного процесса, отражающему быстродействие системы и равному времени, в течение которого

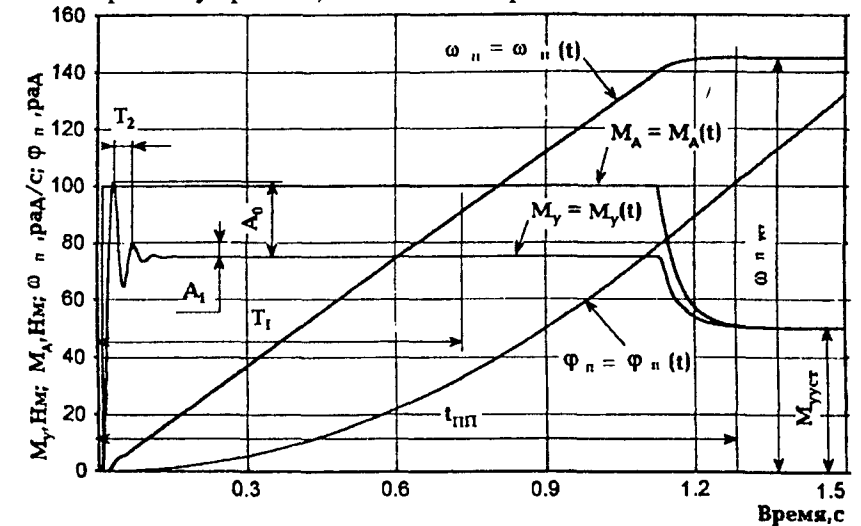


Рис. 3.9. Переходный процесс пуска системы при постоянном моменте привода

$$|x(t) - x_{уст}| \geq \Delta x,$$

где  $\Delta x$  — нормируемое отклонение параметра;

числу колебаний регулируемой величины в течение переходного процесса, отражающему качество регулирования;

постоянной времени  $T$ . Для апериодических процессов это время, за которое переходный процесс завершается на 63%. Так как уравнение апериодического процесса  $y(t) = K(1 - e^{-t/T})$ , то при  $t = T$

$$y(t) = K(1 - e^{-1}) = 0,63K,$$

где  $K$  — установившееся значение параметра  $x(t)$ .

Для колебательных процессов постоянная времени равна периоду колебаний;

коэффициенту динамичности, т. е. отношению максимального значения параметра к его установившемуся значению;

логарифмическому декременту затухания, характеризующему демпфирующие свойства колебательной системы:

$$\delta = \ln \frac{A_k}{A_{k+1}},$$

где  $A_k, A_{k+1}$  — амплитуды колебаний в моменты времени:

$$t = kT \text{ и } t = (k+1)T,$$

здесь  $T$  — период затухающих колебаний.

Для исследования характеристик привода методами теории автоматического регулирования уравнения математической модели могут быть представлены в операторной форме:

$$\varphi_d = \frac{1}{I_d s^2 + \beta_{мех} s + C_{мех}} M_d + \frac{\beta_{мех} s + C_{мех}}{I_d s^2 + \varphi_{мех} s + C_{мех}} \varphi_n;$$

$$\varphi_n = \frac{\beta_{мех} s + C_{мех}}{I_n s^2 + \beta_{мех} s + C_{мех}} \varphi_d - \frac{1}{I_n s^2 + \beta_{мех} s + C_{мех}} M_{ст.}$$

Исключаем переменную  $\varphi_d$ :

$$\varphi_d = \frac{\beta_{мех} s + C_{мех}}{A(s)} M_d - \frac{I_d s^2 + \beta_{мех} s + C_{мех}}{A(s)} M_{ст.}$$

где  $A(s) = s^2(I_d I_n s^2 + \beta_{мех}(I_d + I_n)s + C_{мех}(I_d + I_n))$ .

Величина  $\omega_c = \sqrt{C_{мех}(1/I_d + 1/I_n)}$  является резонансной частотой колебаний двухмассовой динамической системы.

Для уточнения расчетной модели необходимо учитывать фактические характеристики приводных двигателей и регулирующих устройств.

### 3.2. Электрический привод роботов и манипуляторов

**Назначение и классификация электроприводов.** Электрический привод подвижного звена состоит из электродвигателя, электрического силового преобразователя, системы управления, механической передачи и исполнительного органа, которые должны быть энергетически, динамически и информационно согласованы [7, 17, 35, 56, 68, 93].

Электроприводы классифицируются по виду двигателя и виду управления. По виду двигателя электроприводы подразделяются следующим образом: с коллекторным двигателем постоянного тока (с двигателем традиционного исполнения с электромагнитным возбуждением, с высокомоментным двигателем с независимым возбуждением от постоянных магнитов, с малоинерционным двигателем); с асинхронным бесколлекторным двигателем переменного тока (нерегулируемым или регулируемым с частотным управлением); с асинхронным электродвигателем переменного тока с преобразователем частоты (вентильным двигателем); с шаговым двигателем: силовым или электрогидравлическим усилителем момента.

По виду управления электроприводы подразделяются таким образом: нерегулируемый электропривод для механизмов с постоянной скоростью движения; регулируемый электропривод; следящий электропривод, обеспечивающий движение механизма по определенной программе (контурного управления с обработкой траектории и заданием контурной скорости движения или позиционного управления с обработкой задания по позиционированию и по времени перемещения от одной точки до другой).

Электромеханические свойства электродвигателей постоянного тока. Система уравнений, описывающая динамические свойства двигателя постоянного тока, нагруженного моментом сопротивления  $M_{ст.}$ , включает в себя:

уравнение электрического равновесия [94]

$$U = e + R_a i_a + L_a \frac{di}{dt},$$

уравнение механического равновесия

$$M_d = I_d \frac{d\omega_d}{dt} + M_{ст.}$$

где  $U$  — напряжение на якоре;  $e$  — ЭДС двигателя;

$$e = C_e \omega_d,$$

здесь  $C_e$  — коэффициент противоЭДС;  $\omega_d$  — скорость вращения двигателя;  $R_{я}$ ,  $L_{я}$  — соответственно активное сопротивление и индуктивность якоря;  $i_{я}$  — ток якоря;  $M_d$  — момент двигателя;

$$M_d = C_m i_{я},$$

здесь  $C_m$  — коэффициент электромагнитного момента двигателя;  $I_d$  — момент инерции двигателя.

Для определения  $C_e$  и  $C_m$  можно использовать паспортные данные для номинального режима работы:

$$C_e = \frac{(U_{ном} - i_{я}^{ном} R_{я})}{\omega_d^{ном}}; \quad C_m = \frac{M_d^{ном}}{i_{я}^{ном}},$$

где  $U_{ном}$  — номинальное напряжение на якоре.

Величины  $C_e$  и  $C_m$  близки по значению и при расчетах можно принимать

$$C_e = C_m = C,$$

где  $C$  — постоянная электродвигателя с независимым возбуждением, пропорциональная магнитному потоку двигателя  $\Phi$ .

Механическая характеристика двигателя (рис. 3.10) отражает зависимость скорости двигателя  $\omega_d$  от напряжения  $U$  на якоре и момента двигателя  $M_d$ :

$$\omega_d = \frac{1}{C} U - \frac{R_{я}}{C^2} M_d.$$

Жесткость статической характеристики двигателя определяется отношением:

$$\beta = \frac{\partial M_d}{\partial \omega} = \frac{C^2}{R_{я}}.$$

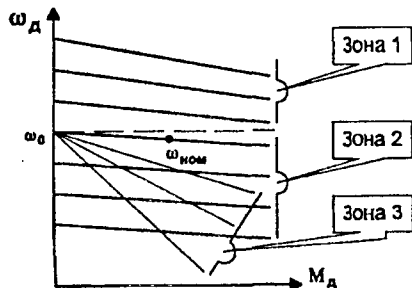


Рис. 3.10. Статическая характеристика двигателя постоянного тока

При уменьшении магнитного потока скорость двигателя увеличивается (зона 1), а жесткость характеристики уменьшается. При уменьшении напряжения  $U$ , подводимого к якору (зона 2), скорость двигателя уменьшается при сохранении жесткости характеристики. При увеличении сопротивления якоря введением дополнительного резистора скорость холостого хода  $\omega_0$  не изменяется (зона 3), а жесткость снижается пропорционально увеличению сопротивления якоря.

При абсолютно жесткой трансмиссии решение уравнений динамики электродвигателя в операторной форме приводит к выражению:

$$\omega(s) = \frac{K_d}{1 + T_m s} U(s) - \frac{K_m(1 + T_{я} s)}{1 + T_m s} M_{ст}(s),$$

где  $T_{я} = L_{я}/R_{я}$  — электромагнитная постоянная времени;  $T_m = IR_{я}/C^2$  — электромеханическая постоянная времени;  $K_d = 1/C$ ,  $K_m = R_{я}/C^2$ .

Выражение

$$W_d(s) = \frac{\omega_d(s)}{U(s)} = \frac{K_d}{T_m T_{я} s^2 + T_m s + 1} = \frac{K_d}{T_s^2 + 2\xi T_s + 1}$$

представляет собой передаточную функцию для скорости по управляющему воздействию — напряжению на якоре двигателя. Выражение

$$W_m(s) = \frac{\omega_d(s)}{M_{ст}(s)} = \frac{K_m(1 + T_{я} s)}{T_s^2 + 2\xi T_s + 1}$$

представляет собой передаточную функцию для скорости по возмущению — моменту нагрузки. В приведенных уравнениях приняты обозначения:

$T = \sqrt{T_{я} T_m}$  — постоянная времени;

$\xi = \sqrt{T_m}/(4T_{я})$  — коэффициент демпфирования;

$\omega_c = 1/T$  — резонансная частота.

Для исследования переходных процессов в приводе манипулятора уравнения электродвигателя решаются совместно с уравнениями математической модели исполнительного привода:

$$L_{я} \frac{di}{dt} = U - C \omega_d - R_{я} i;$$

$$I_d \frac{d\omega_d}{dt} = C i_{я} - \beta_{мех}(2\omega_d - \omega_n) - C_{мех}(\varphi_d - \varphi_n); \quad \frac{d\omega_d}{dt} = \omega_d;$$

$$I_n \frac{d\omega_n}{dt} = C_{мех}(\varphi_d - \varphi_n) + \beta_{мех}(\omega_d - 2\omega_n) - M_{ст}; \quad \frac{d\varphi_n}{dt} = \omega_n.$$

В качестве примера на рис. 3.11 приведены графики зависимости параметров привода от времени переходного процесса, полученные в результате численного решения системы дифференциальных уравнений математической модели для двух режимов: пуска электродвигателя при подаче управляющего напряжения  $U$  и скачкообразного увеличения момента сопротивления  $M_{ст}$ . Переходный процесс носит колебательный характер с интенсивным затуханием, определяемым относительным демпфированием колебаний масс привода и демпфирующим влиянием механической характеристики двигателя.

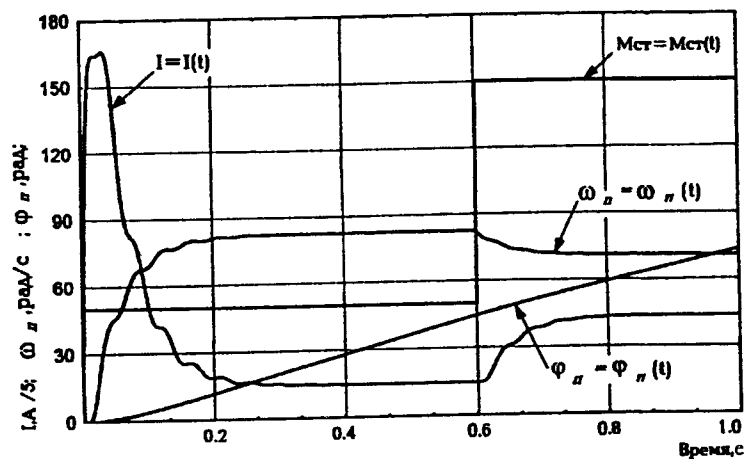
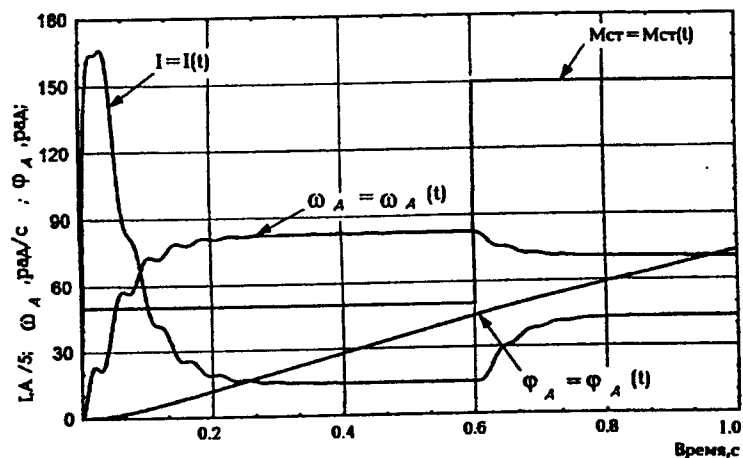


Рис. 3.11. Переходный процесс нерегулируемого электропривода при пуске и при изменении момента сопротивления

**Специальные двигатели постоянного тока.** Высокомоментные электродвигатели представляют собой относительно тихоходные двигатели постоянного тока с возбуждением от постоянных магнитов. Якорь двигателя обеспечивает термическую инерционность конструкции и, как следствие, возможность длительной работы с большими перегрузочными моментами (в 6—10 раз превышающими номинальный). Постоянная времени нагрева для двигателей этого типа составляет примерно 100 мин. Высокомоментные двигатели хорошо работают с системой тиристорного управления и обеспечивают диапазон регулирования скорости до нескольких тысяч. Высокое значение момента обеспечивается на низких скоростях, соответствующих режимам разгона и торможения, а уменьшенное — при высоких установившихся скоростях. Высокомоментные двигатели включают в себя: тахогенератор, электромагнитный тормоз и датчик перемещения. В системе электропривода с использованием высокомоментного электродвигателя должно действовать зависимое токоограничение, связанное со сроком службы щеточного узла, установка которого зависит от угловой скорости якоря.

Малоинерционные электрические двигатели с дисковым печатным якорем и возбуждением от постоянных магнитов имеют высокое быстродействие за счет снижения момента инерции якоря. Однако якорь обладает малой теплоемкостью и при перегрузке обмотка быстро нагревается. Этот недостаток отсутствует в двигателях со штампованным дисковым якорем, обладающих большой механической прочностью и тепловой инерционностью. Эти двигатели имеют встроенный тахогенератор и они обеспечивают приблизительно пятикратную перегрузку по моменту и регулирование частоты вращения от 0,1 до 3000 об/мин.

Малоинерционные двигатели с гладким ротором имеют обмотку, размещенную на наружной поверхности длинного якоря. Они имеют большую тепловую инерционность и выдерживают длительные перегрузки.

Специальные двигатели с электромагнитным возбуждением предназначены для регулирования скорости привода в двух зонах — с постоянным моментом и с постоянной мощностью.

Силовые преобразователи регулируемого электропривода постоянного тока. Для питания двигателей постоянного тока применяют управляемые тиристорные выпрямители и транзисторные широтно-импульсные преобразователи.

При включении в цепь переменного тока тиристор может быть открыт в положительный полупериод при подаче импульса напряжения на управляющий электрод. После снятия управляющего напряжения тиристор остается в проводящем состоянии до тех пор, пока анодное напряжение не станет равным нулю. Регулирование выпрямленного напряжения происходит путем изменения фазового угла

управляющего импульса, который изменяет длительность работы тиристора в открытом состоянии (рис. 3.12). Управляющий импульс может быть смещен относительно точки естественного открывания на произвольный угол  $\alpha$ . Это задерживает вступление в работу очередного тиристора и продлевает работу предыдущего. Среднее значение выпрямленной ЭДС будет пропорционально  $\cos \alpha$ :

$$E_{\alpha} = E_0 \cos \alpha,$$

где  $E_0$  — ЭДС неуправляемого выпрямителя с естественной коммутацией тиристорov:

$$E_0 = \frac{\sqrt{2} E_2 \sin(\pi/m)}{\pi/m},$$

где  $E_2$  — действующее значение ЭДС на вторичной обмотке питающего трансформатора;  $m$  — число фаз.

Для питания реверсивных приводов постоянного тока при работе в четырех квадрантах механической характеристики используется схема с двумя комплектами тиристорных преобразователей (рис. 3.13). Для управления выпрямителем применяют схемы совместного или раздельного управления тиристорами [56, 93].

При совместном управлении управляющие импульсы подаются одновременно на два комплекта тиристорov. При этом один из них работает в выпрямительном, а другой — в инверторном режиме. Углы управления связаны соотношением  $\alpha_1 + \alpha_2 = \pi$ . Для ограничения мгновенных значений уравнивающего тока, протекающего по внутреннему контуру, служат реакторы  $L1-L4$ .

При раздельном управлении группы тиристорov работают раздельно: в I и IV квадранте — один комплект, во II и III — другой.

Управляемый преобразователь может работать в инверторном режиме, который служит для рекуперативного торможения привода. При этом ЭДС якоря должна превышать средние значения выпрямленной ЭДС преобразователя, а ток — изменить первоначальное направление. Это возможно при изменении полярности ЭДС якоря и соответствующего изменения угла управления  $\alpha$ .

Тиристорный преобразователь управляется системой импульсно-фазового управления (СИФУ), обеспечивающей пропорциональность выпрямленного напряжения тиристорного преобразователя напряжению управления. Инерционные свойства тиристорного преобразователя могут быть учтены, если описать его как аperiodическое звено первого порядка, т. е.

$$W_n = \frac{K_n}{1 + \tau s},$$

где  $\tau$  — постоянная времени тиристорного преобразователя.

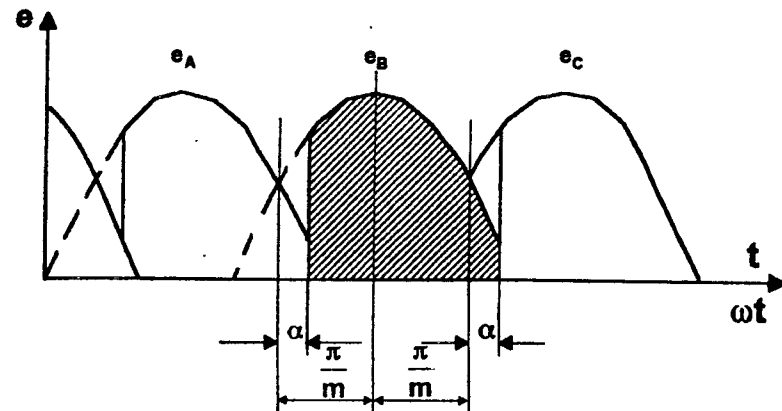


Рис. 3.12. Формирование выходного напряжения тиристорного преобразователя

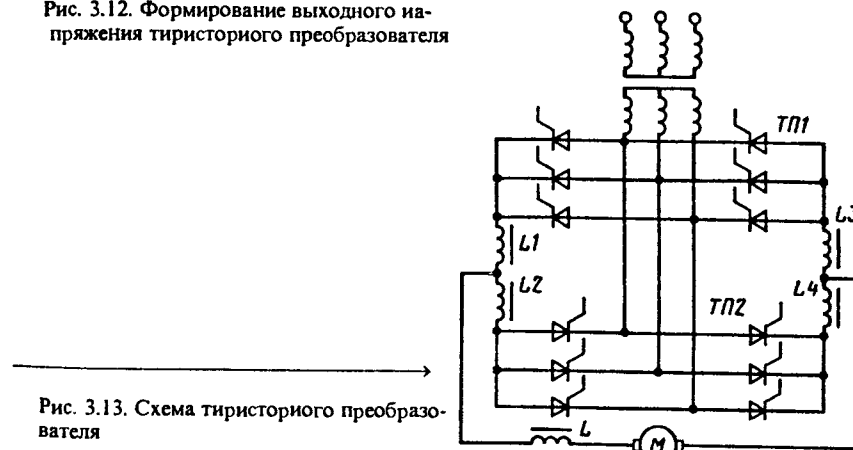


Рис. 3.13. Схема тиристорного преобразователя

В транзисторных импульсных преобразователях транзисторные ключи периодически подключают якорь к источнику нерегулируемого напряжения. Реверсивный широтно-импульсный преобразователь (ШИП) выполняется по мостовой схеме, состоящей из транзисторных ключей  $VT1-VT4$  (рис. 3.14), шунтированных диодами  $VD1-VD4$ . Управление ШИП осуществляется широтно-импульсным модулятором (ШИМ), который преобразует непрерывное входное воздействие в прямоугольные импульсы с переменной длительностью, пропорциональной управляющему напряжению.

При расчетах ШИП обычно рассматривают как безынерционное звено с передаточной функцией  $W_n = K_n$ .

Регулируемый электропривод постоянного тока с независимым возбуждением и обратными связями по току и скорости. Регулируемый

электропривод позволяет изменять скорость перемещения исполнительного органа в соответствии с управляющим воздействием  $U_3$ , вырабатываемым оператором или системой управления. Основная характеристика регулируемого привода — диапазон регулирования

$$d = \omega_{\max} / \omega_{\min}$$

Верхний предел скорости  $\omega_{\max}$  ограничен конструкцией двигателя, нижний  $\omega_{\min}$  — устойчивостью вращения при колебаниях момента сопротивления и внутренних возмущениях. Относительное снижение скорости двигателя, нагруженного моментом  $M$ , определяется в разомкнутых системах привода относительной статической ошибкой или статизмом привода:

$$S = \Delta \omega / \omega_0 = M / (\omega_0 \beta),$$

где  $\omega_0$  — скорость холостого хода;  $\beta = C^2 / R_{\text{я}}$  — жесткость характеристики двигателя.

Если допустимый статизм  $[S]$  известен, то

$$\omega_{\min} = M / ([S] \beta)$$

и

$$d = \frac{\omega_{\max}}{M} [S] \beta = \frac{\omega_{\text{ном}}^2}{M_{\text{ном}} R_{\text{я}}} [S] = \frac{U_{\text{ном}} / i_{\text{ном}}}{R_{\text{я}}} [S].$$

Для разомкнутой системы привода (рис. 3.15)

$$\beta_{\text{раз}} = 1 / K_2;$$

$$\omega = K_1 U_3 - K_2 M; \quad d_{\text{раз}} = \frac{\omega_{\text{ном}}}{M_{\text{ном}}} [S] \frac{1}{K_2},$$

где  $K_1, K_2$  — статические коэффициенты преобразования;  $M_{\text{ном}}, \omega_{\text{ном}}$  — номинальные соответственно момент и скорость привода.

Для двигателей постоянного тока, работающих в разомкнутых системах управления, диапазон регулирования в этом случае не превышает трех.

При введении в систему обратной связи по скорости двигателя:

$$\omega = K_1 (U_3 - K_{\text{ос}} \omega) - K_2 M, \quad \text{или} \quad \omega = \frac{K_1}{1 + K_{\text{ос}} K_1} U_3 - \frac{K_2}{1 + K_{\text{ос}} K_1} M,$$

где  $K_{\text{ос}}$  — коэффициент преобразования цепи обратной связи по скорости.

В этом случае

$$d_{\text{зам}} = \frac{\omega_{\text{ном}}}{M_{\text{ном}}} [S] \frac{(1 + K_{\text{ос}} K_1)}{K_2}.$$

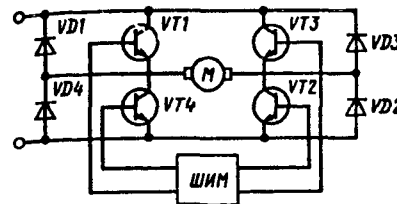


Рис. 3.14. Схема широтно-импульсного преобразователя

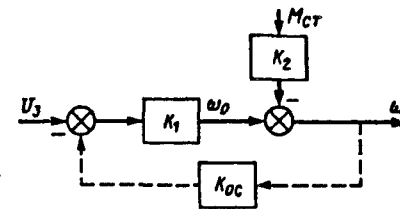


Рис. 3.15. Обобщенная структурная схема регулируемого привода с обратной связью по скорости

Следовательно, при введении обратной связи по скорости жесткость характеристики и диапазон регулирования увеличиваются в  $(1 + K_{\text{ос}} K_1)$  раз и они ограничены только условием устойчивости привода.

В соответствии со схемой (рис. 3.16) регулируемого электропривода с пропорциональным регулятором, обратной связью по скорости и суммирующим усилителем скорость двигателя

$$\omega(s) = \frac{K_{\text{рег}} K_{\text{п}} K_{\text{д}}}{A(s)} U_3(s) - \frac{K_{\text{м}} (1 + T_{\text{я}} s) (1 + \tau s)}{A(s)} M_{\text{ст}}(s),$$

где  $K_{\text{рег}}$  — коэффициент преобразования регулятора.

При этом:

$$K_{\text{д}} = 1 / C; \quad K_{\text{м}} = R_{\text{я}} / C^2.$$

Характеристическое уравнение электродвигателя имеет вид:

$$A(s) = (1 + \tau s) (T_{\text{м}} T_{\text{я}} s^2 + T_{\text{м}} s + 1) + K,$$

где  $\tau$  — постоянная времени преобразователя;  $K$  — общий статистический коэффициент преобразования привода:

$$K = K_{\text{рег}} K_{\text{п}} K_{\text{д}} K_{\text{с}}.$$

В статическом режиме

$$\omega = \frac{K_{\text{рег}} K_{\text{п}} K_{\text{д}}}{1 + K} U_3 - \frac{K_{\text{м}}}{1 + K} M_{\text{ст}}.$$

Коэффициент преобразования привода  $K$  уменьшает статизм системы:  $S = K_{\text{м}} M_{\text{ном}} / \omega_0 (1 + K)$  и расширяет соответственно диапазон регулирования скорости. Однако увеличение  $K$  за счет увеличения



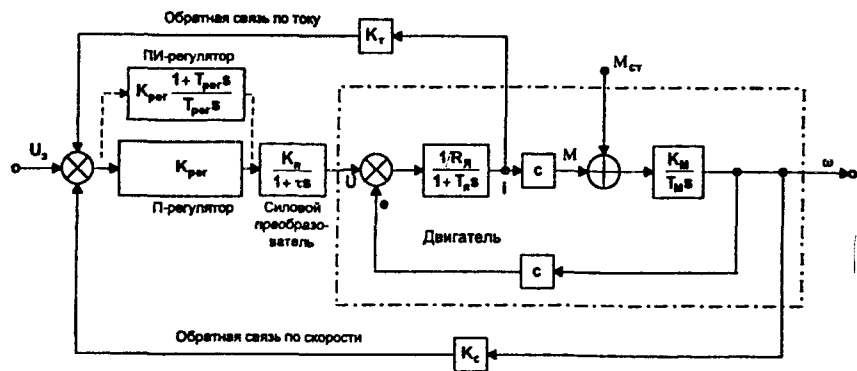


Рис. 3.16. Структурная схема регулируемого электропривода с обратными связями по скорости и по току и суммирующим усилителем

коэффициента преобразования регулятора  $K_{рег}$  может привести к потере устойчивости. Условие устойчивости [56] соблюдается, если

$$K < \frac{T_M}{\tau} + \frac{T_M}{T_\alpha} + \frac{\tau}{T_\alpha}$$

Конфликт между точностью и устойчивостью разрешается при использовании ПИ-регулятора с передаточной функцией

$$W_{рег} = K_{рег} \frac{1 + T_{рег}s}{T_{рег}s}$$

В этом случае

$$\omega(s) = \frac{K_{рег} K_n K_d (1 + T_{рег}s)}{A(s)} U_3(s) - \frac{K_M T_{рег}s (1 + T_\alpha s) (1 + \tau s)}{A(s)} M_{ст}(s),$$

где

$$A(s) = a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0,$$

где  $a_4 = T_M T_\alpha T_{рег} \tau$ ;  $a_3 = T_{рег} T_M (T_\alpha + \tau)$ ;  $a_2 = T_{рег} (T_M + \tau)$ ;  $a_1 = T_{рег} (1 + K)$ ;  $a_0 = K_{рег} K_n K_d K_{т\tau} = K$ .

В статическом режиме при  $s \rightarrow 0 \Delta\omega \rightarrow 0$ , т. е. жесткость статических характеристик с ПИ-регулятором скорости стремится к бесконечности. Параметры привода в этом случае выбирают исходя из требований качества переходных процессов.

Обратная связь по току влияет на момент электродвигателя и, следовательно, на быстродействие привода.

Для системы управления с пропорциональным регулятором и обратной связью по току скорость двигателя (см. рис. 3.16):

$$\omega(s) = \frac{K_d}{D(s)} U(s) - \frac{K_M (1 + T_\alpha s)}{D(s)} M_{ст}(s),$$

где  $D(s) = T_M T_\alpha s^2 + T_M s + 1$ .

Ток якоря двигателя

$$i(s) = \frac{T_M s}{R_\alpha D(s)} U(s) + \frac{K_d}{D(s)} M_{ст}(s).$$

Напряжение на выходе силового преобразователя

$$U(s) = K_{рег} \frac{K_n}{1 + \tau s} [U_3(s) - K_c \omega(s) \pm K_t i(s)],$$

где  $K_t$  — коэффициент преобразования обратной связи по току.

Следовательно, положительная обратная связь по току увеличивает жесткость механической характеристики, а отрицательная — уменьшает.

Введение обратной связи по току позволяет реализовать экскаваторную характеристику привода (рис. 3.17). Сильная отрицательная связь по току, вводимая при условии  $i > i_{отс}$ , где  $i_{отс}$  — ток отсечки, позволяет ограничивать ток и момент двигателя и работать на жесткий упор.

Для независимой настройки параметров цепей обратной связи по току и скорости используется система подчиненного регулирования с контурами скорости и тока (рис. 3.18).

Задача регулятора контура тока заключается в компенсации большой постоянной времени цепи якоря двигателя. Поэтому для настройки ПИ-регулятора тока принимают  $T_{рт} = T_\alpha$ , где  $T_{рт}$  — постоянная времени регулятора тока. Передаточная функция замкнутого контура тока [56]:

$$W_{кт}(s) = \frac{1}{K_\tau s^2 + 2\xi_{кт}s + \omega_{кт}^2},$$

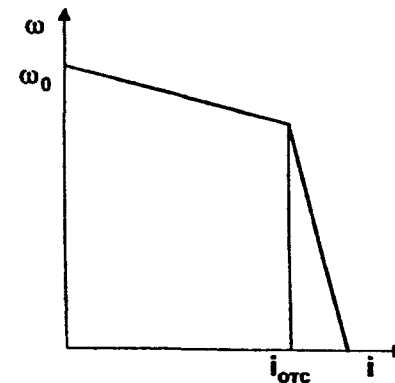


Рис. 3.17. Экскаваторная характеристика привода

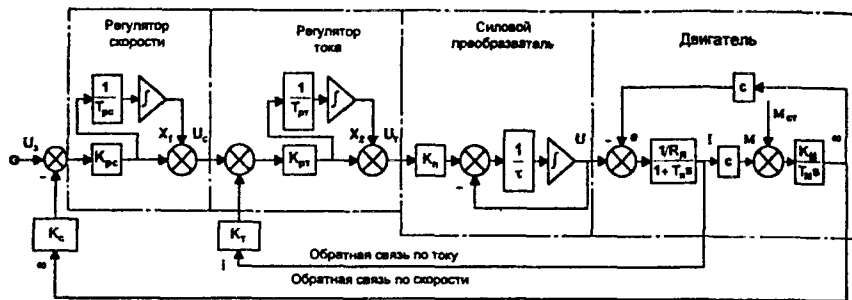


Рис. 3.18. Структурная схема системы подчиненного регулирования

где обозначено

$$K_1 = \frac{K_{\text{пр}} K_{\text{п}}}{R_{\text{я}} T_{\text{я}}}, \quad \omega_{\text{кр}} = \sqrt{K_1 K_{\text{т}} / \tau}, \quad \xi_{\text{кр}} = 1 / (2\sqrt{K_1 K_{\text{т}} \tau}).$$

Характер переходных процессов в контуре тока зависит от коэффициента демпфирования  $\xi_{\text{кр}}$ . При настройке на так называемый технический оптимум выбирают  $\xi_{\text{кр}} = 1/\sqrt{2}$ , что обеспечивает колебательный переходный процесс при небольшом перерегулировании. Тогда

$$K_1 = 1/(2K_{\text{т}}\tau) \quad \text{и} \quad K_{\text{пр}} = T_{\text{я}} R_{\text{я}} / (2\tau K_{\text{п}} K_{\text{т}}).$$

Соответствующая передаточная функция замкнутого контура тока

$$W_{\text{кр}}(s) = \frac{1}{K_{\text{т}}} \frac{1}{2\tau^2 s^2 + 2\tau s + 1}.$$

Следовательно, регулятор компенсирует электромагнитную постоянную времени двигателя  $T_{\text{я}}$  и придает контуру тока динамические свойства звена первого порядка с удвоенной постоянной времени тиристорного преобразователя  $\tau$ . В этом случае передаточную функцию контура тока можно записать в более простой форме:

$$W_{\text{кр}}(s) = \frac{1}{K_{\text{т}}} \frac{1}{1 + 2\tau s}.$$

Соответствующие параметры ПИ-регулятора скорости выбирают при настройке на симметричный оптимум [56, 93]:

$$T_{\text{рс}} = 8\tau; \quad K_{\text{рс}} = \frac{CK_{\text{т}} T_{\text{м}}}{4\tau K_{\text{с}} R_{\text{я}}}.$$

В этом случае регулятор компенсирует электромеханическую постоянную времени двигателя  $T_{\text{м}}$ , динамические свойства контура скорости определяются постоянной времени тиристорного преобразователя. Передаточная функция замкнутого контура скорости

$$W_{\text{кс}}(s) = \frac{1}{K_{\text{с}}} \frac{1 + 8\tau s}{64\tau^3 s^3 + 32\tau^2 s^2 + 8\tau s + 1},$$

Передаточная функция оптимизированного контура скорости по возмущающему воздействию, т. е. моменту сопротивления  $M_{\text{ст}}$

$$W_{\text{м}}(s) = \frac{1}{I} \frac{(32\tau^2 s(1 + 2\tau s))}{64\tau^3 s^3 + 32\tau^2 s^2 + 8\tau s + 1},$$

где  $I$  — приведенный к двигателю момент инерции привода.

Наличие в числителе оператора дифференцирования  $s$  показывает, что статическая ошибка контура скорости по возмущающему воздействию равна нулю.

Система подчиненного регулирования, двигатель и механическая часть привода манипулятора образуют систему со сложными внутренними связями, функционирование которой можно исследовать численными методами во временной области. При этом нет необходимости накладывать ограничения на структуру системы настройки регуляторов и характер управляющих и возмущающих воздействий. С этой целью система уравнений, описывающая динамику электромеханического привода, решается совместно с уравнениями динамики системы регулирования:

$$\frac{dx_1}{dt} = \frac{K_{\text{рс}}}{T_{\text{рс}}} (U_3 - K_{\text{с}} \omega); \quad \frac{dx_2}{dt} = \frac{K_{\text{пр}}}{T_{\text{пр}}} (U_{\text{с}} - K_{\text{т}} i); \quad \frac{dU}{dt} = \frac{1}{\tau} (K_{\text{п}} U_{\text{т}} - U);$$

$$U_{\text{с}} = x_1 + K_{\text{рс}} (U_3 - K_{\text{с}} \omega); \quad U_{\text{т}} = x_2 + K_{\text{пр}} (U_{\text{с}} - K_{\text{т}} i),$$

где  $x_1$  и  $x_2$  — интегральные составляющие ПИ-регуляторов скорости и тока (см. рис. 3.18).

Следящий электропривод. Этот привод представляет собой регулируемый привод с отрицательной обратной связью по перемещению выходного звена (рис. 3.19, а). Следящий электропривод должен без искажения обрабатывать входной управляющий сигнал и быть инвариантным к возмущающему моменту сопротивления движению. Сигнал, зависящий от величины рассогласования фактического положения  $\varphi$  исполнительного органа с заданным  $\varphi_3$  поступает на регулятор положения и далее на регулируемый электродвигатель, скорость которого определяется величиной рассогласования и направлена в сторону его уменьшения. Основной характеристикой системы является

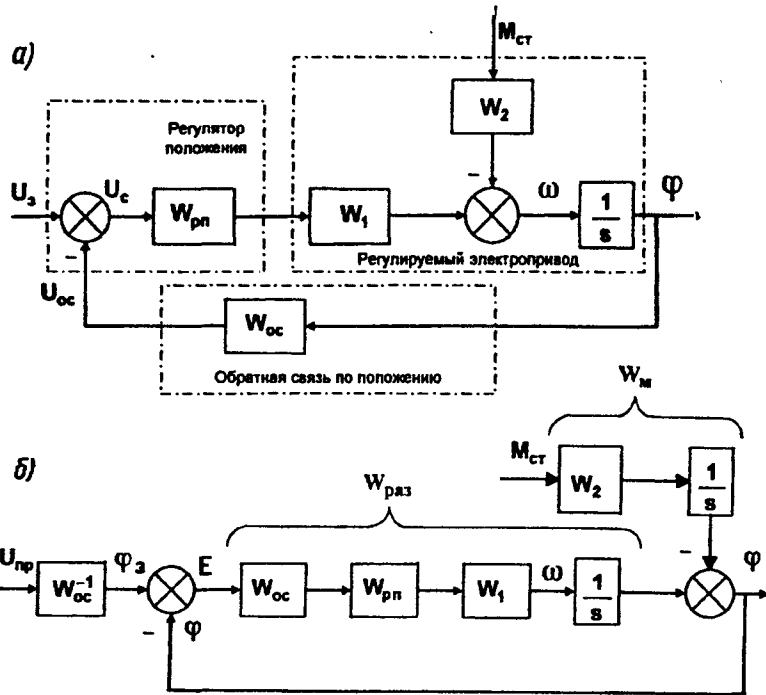


Рис. 3.19. Реальная и преобразованная структурные схемы следящего электропривода

ошибка по положению:  $E = \varphi_3 - \varphi$ . Отношение заданной скорости следящего привода  $\omega_3$  к установившейся ошибке называется добротностью:  $D = \omega_3 / E_y$ .

Математическое описание следящего привода сводится к получению зависимости  $\varphi = \varphi(\varphi_3, M_{ст})$  и определению ошибки следящего привода с учетом возможного возмущения.

Для перестроенной структурной схемы (рис. 3.19, б):

$$\varphi(s) = W_{раз} E(s) - W_M M_c(s), \quad W_{раз} = W_{ос} W_{рп} W_1 / s, \quad W_M = W_2 / s,$$

где  $W_1, W_2$  — передаточные функции контура скорости соответственно по управляющему и возмущающему воздействию;  $W_{рп}$  — передаточная функция регулятора положения;  $W_{ос}$  — передаточная функция обратной связи.

Для цепи обратной связи

$$W_{ос} = K_{дп},$$

где  $K_{дп}$  — коэффициент преобразования датчика перемещения.

Поскольку ошибка

$$E(s) = \varphi_3(s) - \varphi(s),$$

то

$$\varphi(s) = \frac{W_{раз}}{1 + W_{раз}} \varphi_3(s) - \frac{W_M}{1 + W_{раз}} M_{ст}(s).$$

Следовательно

$$E(s) = \frac{1}{1 + W_{раз}} \varphi_3(s) + \frac{W_M}{1 + W_{раз}} M_{ст}(s).$$

При стандартных настройках регуляторов следящий привод выполняется по схеме подчиненного регулирования с П-регулятором положения, ПИ-регулятором контура тока, настроенным на технический оптимум и ПИ-регулятором скорости, настроенным на симметричный оптимум (рис. 3.20) [56].

Для контура скорости:

$$\omega(s) = \frac{1}{K_c A(s)} U_n(s) - \frac{K_M B(s)}{A(s)} M_{ст}(s).$$

При этом

$$K_M = 4\tau / I, \quad B(s) = s(1 + 2\tau), \quad A(s) = 64\tau^3 s^3 + 32\tau^2 s^2 + 8\tau s + 1.$$

Передаточная функция цепи обратной связи при  $M_{ст} = 0$

$$W_{раз} = K_{дп} K_{рп} \frac{1}{K_c A(s)} \frac{1}{s} = \frac{K}{s A(s)},$$

где  $K$  — коэффициент преобразования разомкнутой цепи следящего привода:

$$K = K_{дп} K_{рп} / K_c.$$

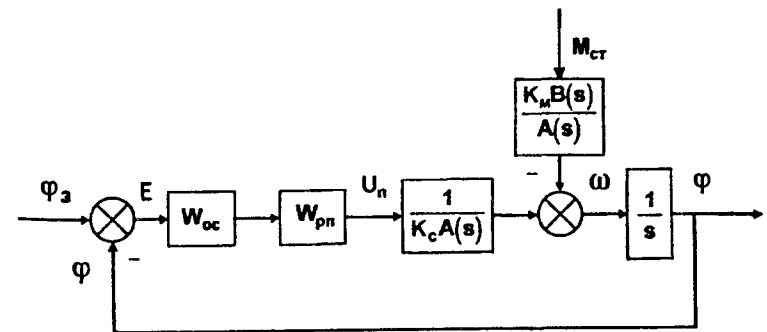


Рис. 3.20. Следящий привод, выполненный по схеме подчиненного регулирования

Передаточная функция по возмущению  $M_{ст}$ :

$$W_m = \frac{K_m B(s)}{sA(s)}$$

В этом случае выражения для угла поворота и для ошибки следящего привода имеют вид:

$$\varphi(s) = \frac{K}{sA(s) + K} \varphi_3(s) - \frac{K_m B(s)}{sA(s) + K} M_{ст}(s) \text{ и}$$

$$E(s) = \frac{A(s)}{sA(s) + K} \varphi_3(s) + \frac{K_m B(s)}{sA(s) + K} M_{ст}(s).$$

Таким образом, динамические свойства следящего привода определяются характеристическим уравнением

$$sA(s) + K = 0$$

или, учитывая, что добротность по скорости  $D_\omega = K$ :

$$sA(s) + D_\omega = 0.$$

Из условия устойчивости системы регулирования

$$D_\omega < 3/(16\tau).$$

В системе подчиненного регулирования настройка регуляторов ведется от внутреннего контура тока к контуру скорости и затем к контуру положения. Поэтому при оптимизации следящего привода остается возможность вариации только одного параметра — статического коэффициента преобразования регулятора положения  $K_{рп}$ . Если добротность  $D_\omega$  задана, то динамические свойства привода полностью определены, т. е.

$$K_{рп} = D_\omega K_c / K_{дп}$$

Для П-регулятора задающее напряжение для регулируемого привода  $U_3$  формируется в зависимости от напряжения  $U_{пр}$ , определяемого заданием на перемещение:

$$U_3 = K_{рп}(U_{пр} - K_{дп}\varphi).$$

Следящий привод с П-регулятором обладает астатизмом первого порядка относительно управляющего воздействия и является статической системой относительно возмущающего воздействия. Ошибка следящего привода с ПИ-регулятором равна нулю при обработке за-

дания, изменяющегося с постоянной скоростью и при воздействии постоянного момента сил сопротивления. Уравнения ПИ-регулятора положения имеют вид:

$$U_3 = X_4 + K_{рп}(U_{пр} - K_{дп}\varphi), \quad \frac{dx_4}{dt} = \frac{K_{рп}}{T_{рп}}(U_{пр} - K_{дп}\varphi),$$

где  $X_4$  — интегральная составляющая ошибки слежения.

Эти уравнения решаются совместно с уравнениями математической модели регулируемого привода.

Динамические свойства регулируемого привода наглядно могут быть определены по характеру движения системы при обработке управляющего или возмущающего воздействия. В данном случае — это напряжение датчика  $U_3$  или момент сопротивления движению  $M_{ст}$ . При исследовании системы методами численного решения дифференциальных уравнений математической модели могут быть имитированы реальные технологические процессы работы манипулятора или проанализированы переходные процессы, вызываемые скачком  $U_3$  или  $M_{ст}$ . При этом нормируются время переходного процесса при разгоне и реверсировании электропривода, величина перерегулирования по скорости и среднее ускорение, определенное по формуле:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{0,63\omega_{уст}}{t_{0,63}}$$

где  $t_{0,63}$  — время, за которое привод разгоняется до скорости  $0,63\omega_{уст}$ , что соответствует постоянной времени для звена первого порядка.

При скачкообразном приложении момента сил сопротивления нормируется статическое снижение скорости  $\Delta\omega$ , динамический провал скорости  $\Delta\omega_{max}$ , время переходного процесса. На рис. 3.21

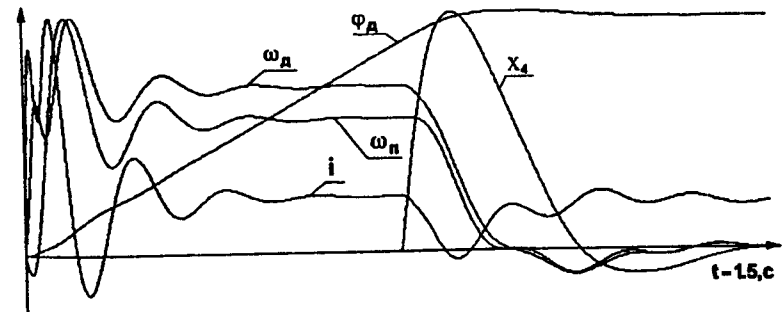


Рис. 3.21. Переходный процесс позиционирования следящего привода с электродвигателем постоянного тока

приведен переходный процесс при перемещении звена манипулятора на заданный угол, полученный в результате численного интегрирования уравнений математической модели следящего электрического привода.

Амплитудно-частотные характеристики привода с системой регулирования могут быть получены в результате решения уравнений математической модели при управляющих или возмущающих воздействиях, изменяющихся по периодическому закону в пределах исследуемого диапазона или при замене оператора  $s$  в передаточной функции на  $j\omega$ .

Электромеханические свойства асинхронных электродвигателей. Малые размеры и высокая надежность асинхронных электродвигателей определили их широкое распространение в приводах различного назначения. В инженерных расчетах используют уравнение механической характеристики электродвигателя, полученное при пренебрежении активным сопротивлением обмотки статора:

$$M = \frac{2M_k}{S/S_k + S_k/s},$$

где  $M_k$  — максимальный или критический момент двигателя;  $S_k$  — критическое скольжение, соответствующее максимальному моменту двигателя.

Если обозначить

$$M_k/M_{ном} = \gamma,$$

где  $M_{ном}$  — номинальный момент двигателя, то

$$s_k = s_{ном}(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}),$$

где  $s_{ном}$  — номинальное скольжение двигателя:

$$s_{ном} = \frac{\omega_0 - \omega_{ном}}{\omega_0},$$

здесь  $\omega_{ном}$  — номинальная скорость вращения двигателя.

Синхронная скорость двигателя

$$\omega_0 = 2\pi f_c / p,$$

где  $f_c$  — частота сети;  $p$  — число пар полюсов.

Жесткость механической характеристики асинхронного электродвигателя

$$\beta = \frac{\partial M}{\partial \omega} = \frac{2M_k S_k}{\omega_0} \frac{S^2 - S_k^2}{(S^2 + S_k^2)^2}.$$

Характеристика асинхронного электродвигателя имеет несколько характерных режимов (рис. 3.22): режим  $S = S_k$ ,  $M = M_{кд}$  соответствует максимальному моменту в двигательном режиме; режим  $S = -S_k$ ,  $M = -M_{кт}$  — максимальному моменту в генераторном режиме параллельно с сетью; режим  $S = 1$ ,  $\omega = 0$ ,  $M = M_{п}$  — пуску двигателя. Линейная часть характеристики при  $S < S_k$  является рабочей. На ней находятся точки, соответствующие номинальным режимам. При  $S > 1$  двигатель работает в режиме торможения противовключением.

При анализе динамических процессов, обусловленных изменением нагрузки, практический интерес представляет область рабочей характеристики. Динамическая модель асинхронного двигателя, связывающая между собой момент и скольжение в переходных процессах в пределах рабочего участка, может быть представлена звеном первого порядка:

$$(T_3 s + 1)\Delta M = \frac{2M_k}{\omega_0 S_k},$$

где  $T_3$  — электромагнитная постоянная времени:

$$T_3 = 1/\omega_c S_k,$$

здесь  $\omega_c$  — угловая частота сети:  $\omega_c = 2\pi f_c$ .

Соответствующее дифференциальное уравнение применяют для численного решения задач динамики привода с асинхронным электродвигателем. Для участка пуска на нерабочей части характеристики может быть использована зависимость для статической характеристики.

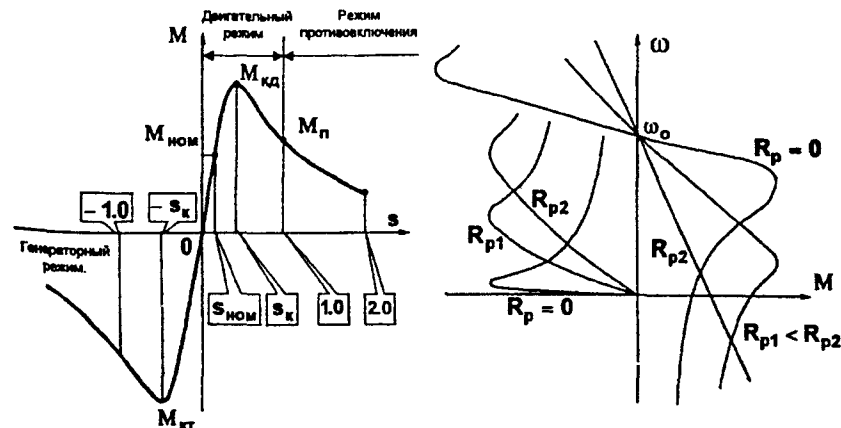


Рис. 3.22. Статическая характеристика асинхронного электродвигателя

Динамической механической характеристике асинхронного электродвигателя, связывающей момент двигателя и скольжение в переходных процессах, соответствует нелинейное дифференциальное уравнение:

$$\left(1 + \frac{s^2}{s_k^2}\right) M + 2T_3 \dot{M} + T_3^2 \ddot{M} - \frac{T_3 MS}{S} - \frac{T_3^2 MS}{S} = \frac{2M_k S}{S_k}$$

Уравнение решается численными методами совместно с уравнением движения ротора двигателя:

$$I\omega = M - M_c$$

где  $I$  — момент инерции ротора;  $M_c$  — момент сопротивления на валу двигателя.

Регулирование скорости асинхронных электродвигателей при сохранении жесткости механических характеристик возможно только частотным способом. Частотное регулирование асинхронного электродвигателя базируется на линейной зависимости угловой скорости магнитного поля от частоты питающего напряжения:

$$\omega_0 = 2\pi f/p$$

При частотном регулировании одновременно с изменением частоты необходимо менять напряжение, подводимое к статору электродвигателя для регулирования магнитного потока. Один из возможных алгоритмов управления — сохранение перегрузочной способности асинхронного двигателя при всех режимах нагружения. Для поддержания постоянной перегрузочной способности необходимо выполнение условия:

$$\frac{U_1^2}{f_1^2 M_{ст}} = \text{const.}$$

При регулировании с постоянным максимально допустимым моментом можно принять  $M_{ст} = M_{ст}^{\text{ном}}$ , тогда  $U_1/f_1 = \text{const}$ . Наличие двух каналов управления усложняет систему управления, что сдерживает применение частотно-регулируемого асинхронного привода.

Выбор электрического двигателя. Основным ограничением при выборе двигателя является максимальная допустимая температура обмоток, зависящая от класса изоляции. В промышленных роботах применяют изоляцию класса В с допустимой температурой 130 °С, F — 155 °С и H — 180 °С. Для асинхронных электродвигателей существенными являются ограничения по максимальному и пусковому моментам. Для двигателей постоянного тока максимальный момент лимити-

руется условиями коммутации и не имеет четкого ограничения. Для регулируемого двигателя в режиме работы с постоянным моментом электродвигатель выбирают по моменту, в режиме постоянной мощности — по мощности.

В электроприводе роботов двигатели работают в напряженном динамическом режиме. Поэтому при выборе электродвигателя в первую очередь определяется максимально возможное ускорение привода. В этом случае двигатель выбирают по максимально допустимому моменту и проверяют на нагрев.

Анализ теплового состояния электродвигателя проводят по тепловым моделям. Простейшая тепловая модель представляет собой однородное в тепловом отношении тело. Уравнение теплового обмена записывается в виде

$$C \frac{dQ}{dt} + AQ = \Delta N,$$

где  $C$  — теплоемкость двигателя;  $Q$  — температура;  $A$  — коэффициент теплоотдачи;  $\Delta N$  — полные потери в тепло.

Отношение  $C/A = T_Q$  представляет собой постоянную времени нагрева. Установившееся превышение температуры:

$$Q_y = \Delta N/A.$$

Если принять за начальную температуру двигателя  $Q_0$ , то температура двигателя будет изменяться в соответствии с зависимостью:

$$Q(t) = Q_y + (Q_0 - Q_y)e^{-t/T_Q}$$

При включении электродвигателя на постоянную нагрузку установившееся тепловое состояние будет достигнуто через (3—4)  $T_Q$ .

При неподвижном роторе коэффициент теплоотдачи  $A$  уменьшается на значение коэффициента ухудшения охлаждения  $\beta_0$ , равного 1 для закрытых двигателей с независимой вентиляцией; 0,45—0,55 — для закрытых самовентилируемых двигателей; 0,25—0,35 — для защищенных самовентилируемых двигателей.

В каталогах для двигателей постоянного тока указывается постоянная времени нагрева  $T_Q$  и класс изоляции, по которому можно определить допустимое превышение температуры  $Q_{\text{доп}}$  двигателя.

Тогда коэффициент теплоотдачи:

$$A = \frac{N_{\text{ном}}}{Q_{\text{доп}}} \cdot \frac{1 - \eta_{\text{ном}}}{\eta_{\text{ном}}}$$

где  $\eta_{\text{ном}}$  — номинальный КПД.

Режимы работы электродвигателей. При выборе электродвигателя реальный режим работы привода должен быть сопоставлен с номи-

нальным режимом для конкретного двигателя. Номинальные режимы нормированы и разделены на восемь групп:

*S1* — продолжительный номинальный режим характеризуется неизменной нагрузкой, время действия которой  $t > (3-4)T_Q$  достаточно, чтобы температура двигателя достигла установившегося значения;

*S2* — кратковременный номинальный режим, при котором нагрузка прикладывается к двигателю на время, недостаточное для достижения установившейся температуры, после чего двигатель охлаждается до температуры окружающей среды. Продолжительность работы двигателя нормирована и составляет 15, 30, 60, 90 мин;

*S3* — повторно-кратковременный номинальный режим характеризуется тем, что нагрузка носит циклический характер и состоит из кратковременных периодов неизменяемой нагрузки, в течение которых температура не достигает установившегося значения, и коротких пауз, за время которых двигатель не успевает охладиться до температуры окружающей среды. Во время пауз двигатель отключается от сети. Максимальная продолжительность цикла в режиме *S3* принята 10 мин. Кроме того, нормируется относительная продолжительность включения двигателя:

$$ПВ, \% = \frac{t_{\text{раб}}}{t_{\text{ц}}} 100,$$

где  $t_{\text{раб}}$ ,  $t_{\text{ц}}$  — соответственно время работы и длительность цикла;

*S4* — режим с частыми пусками, при этом пусковые потери существенно влияют на нагрев;

*S5* — режим с частыми пусками и электрическим торможением;

*S6* — перемежающийся режим, отличающийся от *S3* тем, что во время пауз двигатель работает на холостом ходу;

*S7* — перемежающийся режим с частыми реверсами;

*S8* — перемежающийся режим с двумя и более скоростями.

Режимы *S4*, *S5*, *S6*, *S7*, *S8* являются разновидностями повторно-кратковременного режима.

Выбор электродвигателя для продолжительного режима работы. Выбор электродвигателя осуществляется по нагрузочным диаграммам — графикам изменения во времени момента сопротивления, приведенного к валу двигателя. При выборе электродвигателя с постоянной нагрузкой  $N_{\text{ст}}$  выбирают двигатель равной или большей номинальной мощности:  $N_{\text{ном}} \geq N_{\text{ст}}$ . В случае периодически изменяющейся продолжительной нагрузки предварительно выбирают электродвигатель по средней мощности за цикл, и затем проверяют его по нагреву за время цикла. Проверка по нагреву выполняется прямыми методами с построением графика изменения температуры обмотки двигателя или косвенными методами.

К косвенным методам относится *метод средних потерь*, основанный на замене реального циклического графика эквивалентным с по-

стоянной нагрузкой, в котором потери электродвигателя равны потерям на реальной нагрузке. Средние потери:

$$\Delta N_p = \frac{1}{t_{\text{ц}}} \sum_{k=1}^n \Delta N_k t_k,$$

где  $t_{\text{ц}}$  — время цикла;  $\Delta N_k$  — потери выбранного по средней мощности электродвигателя на каждом участке нагрузочной диаграммы:

$$\Delta N_k = N_k(1 - \eta_k)/\eta_k.$$

Значение КПД при частичных нагрузках находят по каталогу. Средние потери за цикл не должны превышать номинальные потери двигателя, т. е.  $\Delta N_{\text{ср}} \leq \Delta N_{\text{ном}}$ , где  $\Delta N_{\text{ном}} = N_{\text{ном}}(1 - \eta_{\text{ном}})/\eta_{\text{ном}}$ .

*Метод эквивалентного тока* удобен в том случае, если известна зависимость тока от времени. Для получения зависимости расчетным путем сначала по средней мощности выбирается двигатель и для каждого участка приблизительно постоянной нагрузки определяется ток. Для двигателя постоянного тока ток пропорционален моменту двигателя. Для трехфазного асинхронного электродвигателя:

$$i_k = \frac{N_k}{\sqrt{3} U_{\text{ном}} \eta_k \cos \varphi_k}.$$

Значения  $\cos \varphi_k$  и КПД  $\eta_k$  определяют по каталогам для каждой относительной нагрузки:  $N_k/N_{\text{ном}}$ . Если эквивалентный ток, определяемый как среднееквадратичное значение:

$$i_3 = \sqrt{\frac{1}{t_{\text{ц}}} \sum_{k=1}^n i_k^2 t_k} \leq i_{\text{ном}},$$

то двигатель выбран правильно.

*Метод эквивалентного момента* основан на предположении о прямой пропорциональной зависимости между моментом и током двигателя. Для двигателей постоянного тока эта зависимость выполняется строго. В асинхронных двигателях линейная связь существует только при больших нагрузках. Эквивалентный момент определяется как среднееквадратичное значение за период:

$$M_3 = \sqrt{\frac{1}{t_{\text{ц}}} \sum_{k=1}^n M_k^2 t_k}.$$

По каталогу выбирается двигатель, у которого номинальный момент больше эквивалентного, т. е.  $M_{\text{ном}} \geq M_3$ .

Выбор электродвигателя для кратковременного режима работы. Выпускаются электродвигатели, рассчитанные на кратковременный режим работы длительностью 10, 30, 60 и 90 мин. Эти двигатели обладают повышенной перегрузочной способностью. Электродвигатели выбирают по номинальной мощности, которая должна быть не меньше мощности нагрузки, т. е.  $N_{\text{ном}} \geq N_{\text{мах}}$ , и по продолжительности рабочего периода, который должен совпадать с одним из нормируемых значений.

Выбор электродвигателя для повторно-кратковременного режима. Этот режим является основным для приводов, работающих в автоматическом режиме с коротким циклом отработки задания. Электродвигатели для такого режима работы выбирают по номинальной мощности и продолжительности включения. Если мощность и продолжительность включения цикла реальной нагрузки совпадают с нормируемыми значениями, то двигатель выбирают непосредственно по каталогу. Если продолжительность включения в реальном цикле  $t_1$  не совпадает с нормируемым значением  $t_{\text{ном}}$ , то двигатель может развивать мощность  $N_1 = N_{\text{ном}} \sqrt{t_{\text{ном}}/t_1}$ .

Выбор электродвигателя для следящего привода. Двигатель для следящего привода, работающего с контурной системой управления, выбирается по нагрузочным характеристикам, т. е. зависимостям скорости от моментов сил в переходных процессах. По характеристикам, построенным для конкретного технологического процесса, определяют максимальные моменты и скорости привода. Если параметры технологического процесса не заданы, то анализ энергетических возможностей привода проводится для простейших типовых законов движения, в частности, предельного гармонического цикла:

$$\varphi(t) = \bar{\varphi} \sin(\bar{\omega} t);$$

$$\omega = d\varphi/dt = \bar{\omega} \bar{\varphi} \cos(\bar{\omega} t); \quad d\omega/dt = -\bar{\omega} \bar{\omega}^2 \sin(\bar{\omega} t).$$

Уравнение движения привода в предельном гармоническом цикле:

$$M_d = M_{\text{ст}} + Id\omega/dt = M_{\text{ст}} - I\bar{\omega} \bar{\omega}^2 \sin(\bar{\omega} t).$$

Система параметрических уравнений, связывающих момент и скорость электродвигателя при гармоническом движении:

$$\frac{\omega}{\bar{\omega} \bar{\varphi}} = \cos(\bar{\omega} t);$$

$$\frac{(M_{\text{ст}} - M_d)}{I \bar{\omega}^2 \bar{\varphi}} = \sin(\bar{\omega} t).$$

Из этих выражений можно получить уравнение:

$$\left( \frac{M_{\text{ст}} - M_d}{I \bar{\omega}^2 \bar{\varphi}} \right)^2 + \left( \frac{\omega}{\bar{\omega} \bar{\varphi}} \right)^2 = 1.$$

Функция, связывающая момент и скорость двигателя, представляет собой эллипс с полуосями  $(I \bar{\omega}^2 \bar{\varphi})$  и  $(\bar{\omega} \bar{\varphi})$ . Чтобы привод мог осуществлять заданный закон движения, этот эллипс должен располагаться внутри области, ограниченной наибольшими значениями момента и скорости двигателя. Мощность привода в предельном гармоническом цикле изменяется в соответствии с зависимостью:

$$N_d = M_d \omega = (M_{\text{ст}} - I \bar{\omega} \bar{\omega}^2 \sin(\bar{\omega} t)) \bar{\omega} \bar{\varphi} \cos(\bar{\omega} t).$$

Эквивалентная мощность за цикл гармонического режима:

$$N_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T N_d^2 dt}.$$

Для привода с реактивной нагрузкой  $M_{\text{ст}} = |M_{\text{ст}}| \text{sign } \omega$ , изменяющей знак в зависимости от направления движения, эквивалентная мощность

$$N_{\text{экв}} = \frac{\bar{\omega} \bar{\varphi} M_{\text{ст}}}{\sqrt{2}} + \frac{\bar{\omega}^3 \bar{\varphi}^2 I}{2\sqrt{2}}.$$

В зависимости от условий применения электродвигателя выпускаются в различном исполнении. Общие сведения о вариантах конструктивного исполнения электродвигателей приведены в каталогах с указанием исходных стандартов и литературных источников [75].

### 3.3. Гидравлические приводы манипуляторов и роботов

Основные параметры объемного гидравлического привода. Область применения объемного привода определяется его основными преимуществами [8, 21, 80, 85, 95, 103]:

высокая удельная мощность, т. е. возможность развивать большие усилия (крутящие моменты) и скорость при относительно малом объеме, небольшой массе и инерционности гидродвигателей;

возможность длительное время удерживать груз в заданном положении и перемещать рабочий орган из состояния покоя под полной нагрузкой;

бесступенчатое регулирование усилия (крутящего момента), ускорения и скорости движения в широком диапазоне в двигательном и тормозном режимах и простое реверсирование гидродвигателей;



надежная и простая защита от перегрузок;  
возможность создавать привод с необходимыми статическими характеристиками;

возможность собирать объемные гидроприводы из серийно изготавливаемых конструктивно унифицированных и стандартизированных агрегатов и узлов;

управление приводом электрическими, механическими и пневматическими сигналами от аналоговых или импульсных систем управления (включая управление от ЭВМ, микропроцессоров, ЦПУ и др.) в сочетании с возможностями встроенной логики.

Принцип действия объемного гидравлического привода основан на малой сжимаемости (высоком модуле упругости) рабочей жидкости и законе Паскаля, согласно которому, если на свободную поверхность площадью  $A$ , находящуюся в замкнутом объеме жидкости, действует сила  $F$ , то в жидкости возникает давление  $p = F/A$ , изменение которого в любой точке жидкости передается в другие точки без изменения.

Если с помощью силы  $F_n$  в системе (рис. 3.23) удастся создать давление  $p$ , достаточное для преодоления силы сопротивления движению поршня  $F_d$ , то поршень  $A_d$  придет в движение. Без учета потерь на трение

$$F_n/A_n = p = F_d/A_d.$$

С учетом допущения о несжимаемости жидкости объем  $V$ , вытесненный поршнем  $A_n$ , равен объему, поступившему к поршню  $A_d$

$$S_n A_n = V = S_d A_d,$$

где  $S_n$  — ход поршня  $A_n$ ;  $S_d$  — ход поршня  $A_d$ .

Разделив перемещаемый объем жидкости на время движения, получим объемный расход жидкости поршня  $A_n$

$$Q_n = u_n A_n,$$

где  $u_n$  — скорость поршня  $A_n$   
и объемный расход жидкости поршня  $A_d$

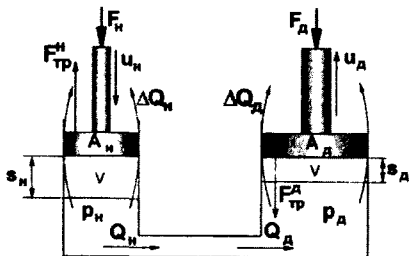


Рис. 3.23. Схема для определения параметров гидравлического привода

$$Q_d = u_d A_d,$$

где  $u_d$  — скорость поршня  $A_d$ , причем  $Q_n = Q_d$ .

Без учета потерь при перемещении оба поршня выполняют равную работу:

$$F_n S_n = W = F_d S_d.$$

Разделив работу на время перемещения, получим выражение для мощности объемного гидравлического привода:

$$N = \frac{W}{t} = \frac{FS}{t} = Fu = \frac{F}{A} uA = pQ.$$

В рассмотренной системе поршень  $A_n$  преобразует механическую энергию в энергию давления и выполняет функцию объемного насоса. Поршень  $A_d$  осуществляет обратное преобразование и является объемным гидродвигателем. Объемный гидропривод принципиально обратим, так как цилиндр может выполнять функции и насоса, и двигателя.

Принятое допущение о равенстве давлений на выходе из насоса и входе в гидродвигатель  $p_n = p_d = p$  справедливо только при отсутствии расхода. При движении жидкости по гидросистеме часть энергии давления в результате трения жидкости переходит в тепловую и давление уменьшается на величину  $\Delta p = p_n - p_d$ . Относительные потери давления характеризуются гидравлическим КПД

$$\eta_r = \frac{(p_n - \Delta p)}{p_n} = \frac{p_d}{p_n}.$$

При движении поршня насоса возникает сила трения  $F_{тр}^n$ , поэтому только часть усилия  $F_n$  может быть использована для создания давления  $p_n$ . Потери усилия характеризуются механическим КПД

$$\eta_m^n = \frac{(F_n - F_{тр}^n)}{F_n} = \frac{p_n A_n}{F_n}.$$

Аналогично только часть усилия гидродвигателя используется для преодоления сопротивления  $F_d$ :

$$F_d = p_d A_d - F_{тр}^d; \quad \frac{F_d}{p_d A_d} = \eta_m^d.$$

Потери на механическое и гидравлическое трение приводят к необходимости увеличивать давление в системе и усилие для привода насоса  $F_n$  для преодоления сопротивления  $F_d$ :

$$p_d = F_d / A_d \eta_m^d; \quad p_m = p_d / \eta_r; \quad F_m = F_d A_m / A_d \eta_m^h \eta_m^d \eta_r$$

Необходимые для движения поршней зазоры определяют наличие утечек рабочей жидкости в системе. Расходы утечек в насосе  $\Delta Q_n$  и двигателе  $\Delta Q_d$  зависят от давления и размеров зазоров и характеризуются объемными КПД насоса  $\eta_0^h$  и двигателя  $\eta_0^d$ :

$$\eta_0^h = \frac{Q_n}{u_n A_n} = \frac{Q_n}{Q_n + \Delta Q_n}, \quad \eta_0^d = \frac{u_d A_d}{Q_n} = \frac{u_d A_d}{u_d A_d + \Delta Q_d}$$

Объемные потери определяют необходимость увеличения расхода насоса  $Q_n$  для обеспечения заданной скорости гидродвигателя

$$Q_n = u_d A_d / \eta_0^d$$

Фактическая мощность, необходимая для привода насоса, определяется с учетом потерь давления и расхода жидкости

$$N_n = u_d F_d / (\eta_0^h \eta_0^d \eta_m^h \eta_m^d \eta_r) = N_d / \eta$$

где  $\eta$  — полный КПД гидропривода.

При длительной эксплуатации гидропривода зазоры в трущихся элементах увеличиваются и объемный КПД падает.

Потери давления  $\Delta p$  в трубопроводах и аппаратуре управления можно определить как сумму потерь по длине трубопровода  $p_L$ , потерь на местных сопротивлениях  $p_\xi$  и потерь в гидроаппаратах  $p_r$ :  $\Delta p = p_L + p_\xi + p_r$ . Величина потерь давления в трубопроводах  $p_L$  зависит от характера движения жидкости, который определяется по числу Рейнольдса:

$$Re = \frac{ud}{\nu}$$

где  $u$  — скорость потока в трубопроводе диаметром  $d$ ;  $\nu$  — кинематическая вязкость рабочей жидкости.

Если  $Re > 2100$ — $2300$  для гладких металлических труб или  $Re > 1600$  для резиновых рукавов высокого давления (РВД), то режим течения жидкости турбулентный и коэффициент потерь давления

$$\lambda = 0,316 / \sqrt{Re}$$

При ламинарном потоке  $\lambda = 75/Re$  для металлических труб и  $\lambda = 150/Re$  для рукавов РВД. Потери давления по длине трубопровода

$$p_L = \sum_{i=1}^n \lambda_i \rho \frac{L_i}{d_i} \frac{U_i^2}{2}$$

где  $L_i$  — длина трубопровода на  $i$ -м участке;  $n$  — число участков трубопровода.

Потери на местных сопротивлениях (сужениях и расширениях трубопровода, изгибах, тройниках, входах в емкости и т. д.) определяются как сумма потерь на отдельных сопротивлениях:

$$p_\xi = \sum_{j=1}^m \xi_j \rho \frac{u_j^2}{2}$$

где  $\xi$  — коэффициенты местного сопротивления, принимаемые по таблицам.

К местным сопротивлениям относятся также специально вводимые в гидросистему регулируемые и нерегулируемые дроссели для управления давлением и расходом рабочей жидкости. Используя уравнение потерь на местных сопротивлениях, можно определить расход жидкости через дроссель:

$$Q_{др} = U A_f = \frac{1}{\sqrt{\xi}} A_f \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = \mu A_f \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

где  $A_f$  — площадь проходного сечения дросселя;  $\Delta p$  — перепад давления на дросселе;  $\mu$  — коэффициент расхода жидкости (для идеального золотникового дросселя можно принимать  $\mu = 0,73$ — $0,75$ ).

Потери на гидроаппаратах принимаются по паспортным данным гидроаппаратуры в зависимости от расхода жидкости.

Принципиальная схема гидравлической системы. Для использования рассмотренных принципов в гидроприводе непрерывного действия (рис. 3.24) необходимо обеспечить: вытеснение рабочей жидкости в напорную магистраль насосом непрерывного действия, например насосом 5 аксиально-поршневого типа; регулирование потока для управления направлением и скоростью движения гидродвигателя (в данном случае гидроцилиндра 2), распределителем 3 и дросселем 1; ограничение максимального давления  $p_n$  в напорной линии  $P$  и, следовательно, ограничение максимальной нагрузки на гидроцилиндре предохранительным клапаном 4; циркуляцию рабочей жидкости из сливной магистрали  $T$  на вход насоса через гидравлический бак 6 с рабочей жидкостью.

Насос при вращении его вала от двигателя внутреннего сгорания или электродвигателя всасывает жидкость из бака и нагнетает ее через распределитель в цилиндр. В зависимости от положения управляющего золотника распределителя напорная магистраль  $P$  соединяется с линиями  $A$  или  $B$  гидродвигателя. При этом другая линия гидродвигателя соединяется со сливом  $T$ .

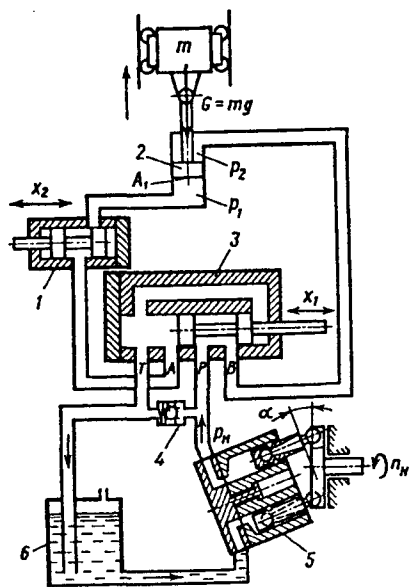


Рис. 3.24. Объемный гидравлический привод непрерывного действия

Давление, действуя на свободную площадь поршня  $A_1$  при подъеме груза, будет возрастать до тех пор, пока создаваемое усилие не преодолеет силу тяжести  $G = mg$  груза и не приведет его в движение. При этом в системе установится давление

$$p_1 = \frac{mg}{A_1 \eta_M^d \eta_T}$$

где  $\eta_M^d$  — механический КПД двигателя;  $\eta_T$  — гидравлический КПД системы.

Наибольшая скорость цилиндра ограничена расходом насоса ( $u = Q_H/A_1$ ). Из полости цилиндра со штоком жидкость вытесняется через линию  $B$  в линию  $T$  и далее в бак.

При увеличении давления в гидросистеме выше допустимого из-за перегрузки гидродвигателя, при перекрытии магистралей распределителем или дросселем, а также при достижении поршнем одного из крайних положений, давление жидкости на поверхность шарика предохранительного клапана 4 создает силу, достаточную для преодоления силы, с которой предварительно сжатая пружина прижимает шарик к седлу.

В этом случае шарик открывает проход жидкости из напорной линии на слив в бак и ограничивает рост давления.

Для регулирования скорости движения цилиндра при подъеме и опускании груза необходимо изменить расход жидкости, поступающей в гидродвигатель. Это достигается использованием дросселя 1 и клапана 4. При уменьшении проходного сечения дросселя возрастает сопротивление потоку и давление в системе увеличивается до срабатывания предохранительного клапана 4. В этом случае часть расхода насоса сливается через клапан в бак и скорость гидроцилиндра соответственно уменьшается. Ограничивая скорость опускания груза, дроссель предотвращает разрыв потока в линии насоса и падение груза.

При изображении принципиальных гидравлических схем приводов используют условные обозначения гидравлических аппаратов и их соединений. Условные обозначения построены на комбинации базовых символов, поясняющих строение сложных структур и позволяют

определить функции элементов привода без конструктивных деталей. В табл. 3.1 приведены базовые символы элементов гидропривода, с помощью которых гидравлическая схема того же привода может быть изображена по ГОСТу значительно проще и быстрее (рис. 3.25).

**Влияние свойств рабочей жидкости на работу гидросистемы.** Рабочая жидкость переносит энергию от насоса к гидродвигателю, а также смазывает, охлаждает и защищает от коррозии элементы гидропривода. Основными показателями для оценки качества рабочей жидкости являются: вязкостно-температурные характеристики, смазывающие и противозадирные свойства, агрессивность по отношению к резиновым уплотнениям, химическая и физическая стабильность жидкости, сопротивляемость вспениванию и негигроскопичность, стоимость.

В наибольшей степени перечисленным требованиям отвечают минеральные масла нефтяного происхождения. При расчете гидросистем учитывается влияние плотности, вязкости и сжимаемости жидкости на характеристики привода.

**Плотность  $\rho$ ,** т. е. масса единицы объема жидкости определяет ее инерционность и влияет на потери давления в местных сопротивлениях, обусловленных ускорением потока. При расчетах процессов разгона и торможения исполнительных двигателей наряду с массой груза и гидродвигателя необходимо учитывать также приведенную массу жидкости в гидросистеме и гидродвигателе для определения необходимого давления при заданном быстродействии.

**Вязкость  $\mu, \nu$**  определяет способность жидкости оказывать сопротивление деформациям сдвига. При ламинарном потоке касательное напряжение от смещения слоев жидкости, находящихся на расстоянии  $y$  при относительной скорости  $u$  определяется по формуле Ньютона:

$$\tau = \mu du/dy,$$

где  $\mu$  — динамическая вязкость.

Кинематическая вязкость

$$\nu = \mu/\rho.$$

Вязкость рабочей жидкости незначительно увеличивается с ростом давления. Однако она существенно зависит от температуры жидкости. В характеристиках минеральных масел указывают кинематическую вязкость при температуре  $40^\circ\text{C}$  ( $\nu_{40}$  (или  $\nu_{50}$ )) и индекс вязкости (ИВ), определяющий вязкостно-температурную стабильность по отношению к эталону. У масел с высоким ИВ с ростом температуры вязкость снижается меньше. Более точно зависимость вязкости от температуры можно определить по соответствующим графикам. При применении более вязких жидкостей уменьшаются утечки и соответственно повышается объемный КПД, однако возрастают потери давления в трубопроводах и уменьшается механический КПД насоса и гидродвигателя.

Таблица 3.1. Основные символы для обозначения элементов гидропривода на схемах

P - распределители рабочей жидкости.					
	Основное обозначение одной позиции.				
	Изображение возможных переключений распределителя				
	Принципиальная схема четырехлинейного трехпозиционного золотникового распределителя и его условное обозначение.				
	Обозначение дроселирующего распределителя с пропорциональным электрогидравлическим управлением.				
Обозначения способа управления:					
	ручное		механическое		электромагнитное
	ручное с фиксацией		гидравлическое		электрогидравлическое
	пружинное		пневматическое		эл.гидравлическое пропорциональное
DP - гидродроссели					
	с расходом, не зависящим от вязкости жидкости		с расходом, зависящим от вязкости жидкости		регулируемый, с расходом, зависящим от вязкости жидкости
PP - регуляторы расхода					
	двухлинейный полное и упрощенное обозначение		трехлинейный полное и упрощенное обозначение		
КП - клапаны предохранительные			КР - клапаны редуциционные		
	прямого действия		непрямого действия		непрямого действия
КО - клапаны обратные		ЗМ - гидравлические замки			
			односторонние полное и упрощенное обозначение		двухсторонние полное и упрощенное обозначение
КИ - клапаны "ИЛИ"					
Н - объемные насосы		М - гидромоторы			
	нерегулируемые нереверсивный и реверсивный		регулируемые нереверсивный и реверсивный		нерегулируемый и регулируемый
Ц - гидроцилиндры		Б - баки	Ф - фильтры	АТ - охладители	АК - гидроаккумуляторы
	дифференциальный с гидродемпфером				
	двухштоковый				
Линии					
	главная		напорная		сливная
	управления		дренаж		гибкий рукав (РВД)
	соединения		пересечения		

Наиболее высокие значения общего КПД соответствуют вязкости 20—40 сСт при установившемся режиме работы и температуре жидкости 40—50 °С. При изменяющихся условиях эксплуатации допускают изменения вязкости от 20 до 200 сСт, в пределах ограниченного времени — от 10 до 2000 сСт. Запуск системы при большой вязкости существенно ухудшает условия всасывания насосом жидкости из бака и нарушает работу управляющих элементов системы. При температурах ниже температуры застывания жидкость теряет текучесть и для запуска системы в этом случае необходим ее подогрев.

Сжимаемость  $e$  жидкости при давлении до 60 МПа определяется законом Гука:

$$\Delta p = E \Delta V / V \text{ или } dp/dt = c_r Q = Q/e_r,$$

где  $E$  — приведенный модуль упругости жидкости;  $\Delta V$  — изменение объема под давлением;  $V$  — сжимаемый объем жидкости;  $p$  — давление жидкости;  $Q$  — расход, определяемый сжимаемостью жидкости;  $e_r = V/E$  — гидравлическая податливость;  $c_r = 1/e_r$  — гидравлическая жидкость системы.

Если гидросистема состоит из нескольких участков с разными параметрами, то их податливости суммируют.

Для повышения способности гидросистемы накапливать значительную потенциальную энергию при относительно небольших изменениях давления целесообразно значительно снизить жесткость, установив гидроаккумуляторы. Наиболее эффективны гидропневмоаккумуляторы, которые накапливают находящуюся под давлением рабочую жидкость за счет сжатия газа, отделенного от жидкости поршнем, мембраной или эластичной камерой. Аккумулятор позволяет уменьшить пульсацию и колебания давления, компенсировать утечки в закрытых участках гидросистемы, стабилизировать расход насоса. При изменении давления от  $p_{\min}$  до  $p_{\max}$  гидропневмоаккумулятор с конструктивным объемом  $V_0$  и давлением зарядки  $p_0$  накапливает объем

$$V = V_0((p_0/p_{\min})^{1/n} - (p_0/p_{\max})^{1/n}),$$

где  $n$  — показатель политропы.

Гидравлическая податливость гидропневмоаккумулятора при  $n = 1$

$$e = \frac{\partial V}{\partial p} = \frac{p_0 V_0}{p^2},$$

где  $p$  — давление в гидросистеме.

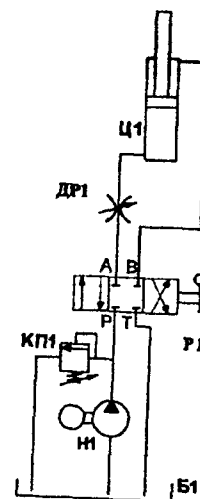


Рис. 3.25. Принципиальная схема гидравлического привода

Под влиянием эксплуатационных условий свойства рабочих жидкостей могут изменяться. При длительной эксплуатации происходит их физическое и химическое старение. В результате окислительных реакций понижается способность масла отделять воду и воздух. Из него выделяются осадки смолистых веществ, вызывающие заклинивание движущихся деталей управляющих аппаратов и засорение небольших отверстий.

На интенсивность окисления влияют содержание воды и воздуха, загрязнение и особенно температура. При возрастании температуры от 50 до 70 °С срок эксплуатации жидкости уменьшается вдвое.

Применяемые для гидросистем рабочие жидкости разделяются на жидкости с обычной воспламеняемостью (1-я группа, стандарт ISO 6743/4, группа H (гидравлические системы)) и пониженной воспламеняемостью (2-я группа HF). Рекомендуется применять масла, содержащие антиокислительные, противоизносные, антикоррозионные и противопенные присадки, имеющие в соответствии с указанным стандартом качества HM (HLP), HV, HG. В отдельных случаях допускается применение жидкостей HH — неингибированных очищенных минеральных масел. При выборе масел необходимо определить класс вязкости — среднюю кинематическую вязкость при температуре 40 °С. Рекомендации по выбору рабочих жидкостей приведены в табл. 3.2.

Обычно в масле нормально работающей гидросистемы содержится до 6 % нерастворенного воздуха. При попадании воздуха во всасывающую линию гидронасоса из-за ее негерметичности или низкого уровня жидкости в баке это количество резко возрастает, вызывая вспенивание жидкости, снижение жесткости системы, ухудшение управления и смазки. В масле содержатся также растворенные газы, способствующие возникновению кавитации, при которой в результате снижения давления во всасывающей линии насоса возникают газовые и паровоздушные пузырьки. При вытеснении жидкости в напорную магистраль давление возрастает и пузырьки быстро растворяются, создавая местные гидроудары, инициирующие шум, вибрацию и эрозионное разрушение поверхностей деталей насоса.

Особую опасность представляет вода, конденсирующая в баке и образующая масляно-водяную эмульсию, вызывающую коррозию и разрушение масляной пленки на трущихся поверхностях гидроагрегатов. В процессе эксплуатации жидкость загрязняется посторонними частицами и продуктами окисления жидкости и износа гидроагрегатов. Для уменьшения вредного влияния этих факторов необходимо обеспечить необходимый температурный режим, предусмотреть фильтрацию рабочей жидкости и создать условия для аэрации жидкости.

Таблица 3.2. Применение рабочих жидкостей

Тип гидропривода и условия эксплуатации	Рабочее давление	Гидроисходность при температуре в баке	
		55°С	70°С
Нерегулируемые гидроприводы, эксплуатируемые на открытом воздухе.	≤10	HH20	
Гидроприводы, эксплуатируемые в закрытом помещении	≤16	HH36	HH50
стационарные мобильные			
Электрогидравлические регулируемые приводы, эксплуатируемые на открытом воздухе	≤16	HM (HLP)20	
Сервосистемы и гидростатические приводы передвижения с кратковременным режимом работы, эксплуатируемые на открытом воздухе	≥16	HM(HLP)25	
Электрогидравлические регулируемые приводы и сервосистемы с повторно-кратковременным или непрерывным режимом работы, эксплуатируемые на открытом воздухе	≥16	HM(HLP)32	
Стационарные установки, эксплуатируемые в закрытых помещениях	≥16	HM(HLP)36	

Оптимальный тепловой режим для гидропривода 0°—50 °С. Для запуска гидросистемы при низких температурах необходим подогрев специальными электронагревателями, установленными в баке, отработанными газами ДВС в теплообменнике или дросселированием жидкости в гидросистеме при работе вспомогательных насосов. При работе гидросистемы температура жидкости повышается, поскольку потерянная мощность переходит в тепло:

$$\Delta N = N_d \left( \frac{1}{\eta} - 1 \right),$$

где  $N_d$  — выходная мощность гидродвигателя;  $\eta$  — общий КПД гидропривода:  $\eta = \eta_0 \eta_m \eta_r$ .

Текущая температура жидкости зависит от времени работы привода под нагрузкой и условий охлаждения

$$t^0 = \frac{\Delta N}{(k_{от}L)} \left(1 - \frac{1}{\exp[k_{от}L\tau/(mC_m)]}\right) + t_{в}^0,$$

где  $k_{от}$  — коэффициент, учитывающий теплообмен с окружающей средой;  $L$  — поверхность теплоизлучения;  $\tau$  — время работы привода;  $m$  — масса оборудования и рабочей жидкости;  $C_m$  — средняя удельная теплоемкость материалов;  $t_{в}^0$  — температура окружающей среды.

При установившемся режиме работы гидросистемы устанавливается относительно постоянная температура масла в гидробаке

$$t_{ж}^0 = \frac{\Delta N}{k_{от}L} + t_{в}^0.$$

Если эта температура превышает 55 °С, необходимо увеличить теплоотвод, увеличивая в разумных пределах поверхность бака и повышая коэффициент  $k_{от}$ , например, за счет принудительного обдува. Если этих мер недостаточно, устанавливается теплообменник, выбираемый по рассеиваемой мощности при номинальном расходе жидкости и перепаде температур  $\Delta t^0 = t_{в}^0 - t_{ж}^0 = 30$  °С.

Для обеспечения хорошего теплоотвода, исключения возможности попадания воздуха и вспененного масла на вход насоса, деаэрации жидкости, а также отделения воды и загрязнений, бак для гидравлической жидкости должен иметь определенную емкость и конструкцию. Для всасывания жидкости без образования воронки необходимо, чтобы всасывающее отверстие было удалено от конструктивных элементов бака и поверхности жидкости не менее чем на  $3d_{вс}$ . Диаметр всасывающего трубопровода  $d_{вс}$  определяется в зависимости от расхода насоса  $Q_H$  при скорости потока  $[u] = 0,5—1,2$  м/с:

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4Q_H}{\pi[u]}}.$$

Если насосов несколько, то уровень жидкости определяет насос с наибольшей подачей.

Минимальный объем бака определяется как сумма объемов

$$V = V_H + V_T + V_{Т} + V_{в},$$

где  $V_H$  — объем, определяемый размещением всасывающих трубопроводов;  $V_T$  — объем, равный изменению объемов цилиндров при выдвигании штоков;  $V_{Т}$  — объем, необходимый для компенсации температурного расширения;  $V_{в}$  — свободный объем (10—15 %).

Для предупреждения частых доливов и увеличения площади теплоотвода объем бака может быть увеличен ориентировочно до  $1,5Q_H$  ( $Q_H$  — минутный расход насоса) для мобильных машин и до  $3Q_H$  для

стационарных установок. Бак снабжается указателем уровня жидкости, вентилями на всасывающих патрубках, краном для слива отстоя, пробкой с воздушным фильтром и сапуном для сообщения с атмосферой при изменении уровня жидкости в баке, запорным штуцером с фильтром и клапаном.

Для очистки рабочей жидкости в современных гидросистемах используют полнопоточные комбинированные фильтры, снабженные перепускными клапанами и индикаторами загрязнения и рассчитанные на высокое или низкое давление для установки соответственно на напорной линии насоса и на сливе жидкости из гидросистемы перед теплообменником. Необходимая тонкость фильтрации определяется заводом-изготовителем гидроаппаратуры (в пределах 10—20 мкм для сложных систем). Фильтрующий элемент заменяется в среднем через 200 ч эксплуатации.

При правильном проектировании и эксплуатации срок службы жидкости составляет примерно 3500—4000 ч, после чего она заменяется и направляется на регенерацию.

Назначение, классификация, основные параметры объемных насосов и гидромоторов. Объемные насосы преобразуют механическую энергию приводного двигателя в энергию потока жидкости под давлением. Любая гидростатическая машина имеет одну или несколько рабочих камер, способных периодически изменять свой объем при вращении приводного вала. При увеличении объема рабочей камеры соединяется с баком или с питающей магистралью и под действием разности давлений в камере и на входе насоса происходит заполнение камеры рабочей жидкостью. В стадии нагнетания рабочие камеры соединяются с выходным отверстием насоса и жидкость вытесняется из них в напорную магистраль. При этом энергия приводного двигателя, затрачиваемая на вращение вала насоса, а следовательно, на вытеснение, передается рабочей жидкости.

Суммарное изменение объема всех рабочих камер, соответствующее объему жидкости, перекачиваемой из всасывающей линии в напорную за один оборот вала насоса при отсутствии утечек, называется рабочим объемом  $V_0^H$  насоса и является его главным параметром. В зависимости от способа вытеснения и конструкции рабочих камер объемные гидронасосы разделяются на шестеренные, роторные радиально-поршневые, роторные аксиально-поршневые, роторно-пластинчатые и плунжерные.

В аксиально-поршневом насосе с наклонным блоком (рис. 3.26, а) вращение вала 4, связанного с двигателем привода насоса, преобразуется в возвратно-поступательное перемещение поршней 3. Поршни, вращаясь вместе с ротором 2, всасывают и нагнетают жидкость через серповидные отверстия 5 неподвижного распределителя 1.

Рабочий объем насоса этого типа

$$V_0^H = 2ARz \sin \alpha,$$

где  $A$  — площадь поршня насоса;  $z$  — общее число поршней.

Насос аксиально-поршневого типа с наклонным диском (рис. 3.26, б) отличается тем, что возвратно-поступательное движение поршней 3 создается неподвижным наклонным диском 5, на который опираются свободные концы поршней. Ротор 2 вращается вместе с валом 4 относительно неподвижного распределителя 1, серповидные отверстия 6 которого соединяют рабочие камеры насоса последовательно с баком и с напорной линией.

Рабочий объем насоса с наклонным диском

$$V_0^H = 2AR_z \operatorname{tg} \alpha.$$

Изменяя угол установки блока или диска  $\alpha$ , можно регулировать рабочий объем аксиально-поршневого насоса.

При вращении ротора 1 роторно-пластинчатого насоса однократного действия (рис. 3.26, в) пластины 2 под действием центробежных сил выдвигаются из ротора до упора в кольцо статора 3, образуя замкнутые рабочие камеры. Жидкость из гидробака заполняет через торцевое отверстие 4 рабочие камеры и при дальнейшем движении ротора вытесняется в напорную линию через отверстие 5. Рабочий объем насоса зависит от эксцентриситета  $e$ :

$$V_0^H = 4\pi e b,$$

где  $b$  — ширина пластины.

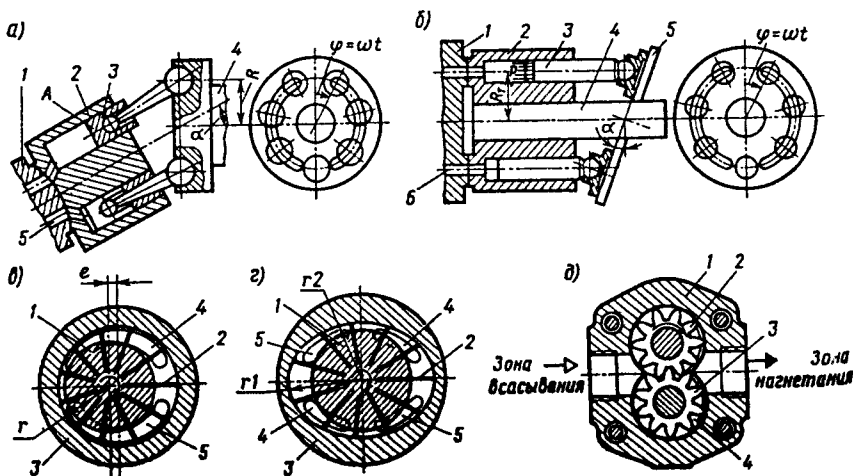


Рис. 3.26. Объемные гидравлические насосы

Роторно-пластинчатый насос (рис. 3.26, г) за один оборот ротора 1 совершает два цикла всасывания и нагнетания через торцевые отверстия 4 и 5. Рабочий объем насоса, равный суммарному изменению объема рабочих камер, зависит от формы внутренней поверхности статора 3:

$$V_0^H = \pi(r_1^2 - r_2^2)b.$$

В шестеренном насосе при вращении шестерен 2 и 3 жидкость в зоне всасывания заполняет впадины 4 между зубьями шестерен и корпусом 1 и переносится в зону нагнетания. В зоне нагнетания зубья шестерен, вступая в зацепление, вытесняют жидкость в напорную линию. Рабочий объем шестеренного насоса

$$V_0^H = 2\pi m^2(z + 1)b,$$

где  $m$  — модуль зуба;  $z$  — число зубьев;  $b$  — ширина шестерни.

При известном рабочем объеме насоса геометрический расход

$$Q_n^H = V_0^H n_n,$$

где  $n_n$  — частота вращения вала насоса.

Фактический расход насоса меньше геометрического на величину расхода утечек  $\Delta Q_n$  из напорной полости во всасывающую линию или в дренаж. Можно считать, что расход утечек пропорционален давлению в напорной линии. Относительные потери расхода характеризуются объемным  $\eta_0^H$ :

$$Q_n = Q_n^H - r_0^H p_n = Q_n^H \eta_0^H = V_0^H n_n \eta_0^H,$$

где  $r_0^H$  — коэффициент объемных утечек насоса.

Преобразование механического крутящего момента приводного двигателя насоса в давление  $p_n$  описывается уравнением, которое может быть получено из равенства (без учета потерь на трение и утечки) мощности на привод насоса  $N_d$  и гидравлической мощности потока жидкости на выходе из насоса  $N_n$ :

$$N_d = M_n \omega = M_n 2\pi n_n; \quad N_n = \Delta p Q_n^H = (p_n - p_{вс}) V_0^H n_n,$$

где  $\Delta p$  — перепад давления между напорной и всасывающей линиями насоса;  $\Delta p = (p_n - p_{вс})$ .

Отсюда

$$M_n = \frac{\Delta p V_0^H}{2\pi}.$$

С учетом потерь на механическое трение и потерь давления в каналах насоса фактический момент на приводном валу насоса для созда-

ния необходимого давления  $p_H$  должен быть выше на величину гидромеханического КПД насоса  $\eta_M^H$ :

$$M_H = \frac{(p_H - p_{вс}) V_0^H}{2\pi \eta_M^H}$$

Мощность, необходимая для привода насоса,

$$N = M_H 2\pi n_H = \frac{\Delta p Q_H}{\eta_M^H \eta_0^H} = \frac{\Delta p Q_H}{\eta^H}$$

Для самовсасывающих насосов в схемах приводов с открытой циркуляцией жидкости можно принимать:  $\Delta p = p_H$ .

Относительные потери на утечки рабочей жидкости и трение зависят от конструкции насоса, его технического состояния и режима работы. Зависимости объемного, механического и полного коэффициентов полезного действия насосов от давления  $p_H$  и частоты вращения вала насоса  $n_H$  приведены на рис. 3.27. При большой частоте вращения вала объемный КПД  $\eta_0^H$  насоса снижается, поскольку рабочая жидкость, обладающая определенной инерционностью, не успевает заполнять быстроменяющийся объем рабочих камер и происходит разрыв потока. Разрыв потока во всасывающей линии приводит к кавитации, обратным потокам жидкости в напорном трубопроводе и местным гидроударам.

Для предотвращения разрыва потока и кавитации необходимо, чтобы давление в рабочей камере  $p_1$  всегда было бы больше давления насыщенных паров рабочей жидкости  $[p]$ , т. е.

$$p_1 = p_a - \rho \frac{u^2}{2} - \rho g h_{\max} - \Delta p \geq [p],$$

где  $p_a$  — атмосферное давление;  $u$  — скорость жидкости в трубопроводе;  $h$  — геометрическая высота всасывания;  $\Delta p = (p_L + p_E)$  — потери давления по длине всасывающего трубопровода и на местных сопротивлениях;  $[p]$  — допустимое абсолютное давление в рабочей камере.

Чаще всего кавитация возникает при запуске насоса при низких температурах из-за возрастания  $\Delta p$ . Наиболее благоприятные условия для работы насоса обеспечивает создание избыточного давления (до 1,5 МПа) во входной линии за счет применения дополнительного подпиточного насоса.

По конструктивному исполнению различают насосы реверсивные и нереверсивные. При изменении направления вращения вала реверсивного насоса поток масла меняет направление и напорная линия становится всасывающей и наоборот.

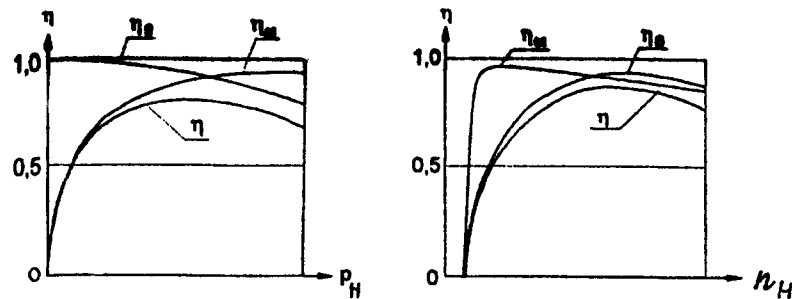


Рис. 3.27. Зависимость объемного  $\eta_0^H$ , механического  $\eta_M^H$  и полного  $\eta^H$  КПД насоса от давления  $p_H$  и частоты вращения вала  $n_H$

Определенные типы насосов могут иметь постоянный рабочий объем (нерегулируемые) или изменяемый рабочий объем (регулируемые). Рабочий объем  $V_0^H$  наиболее распространенных аксиально-поршневых регулируемых насосов в зависимости от конструкции корпуса и управляющих устройств изменяется в диапазонах:  $V_{\max} \geq V \geq -V_{\max}$  или  $V_{\max} \geq V_0 \geq 0$ ; роторно-пластинчатых: от 0 до  $V_{\max}$ .

Насос с реверсивным регулятором рабочего объема может изменять расход и направление потока жидкости при постоянных частоте и направлении вращения вала насоса.

Управление рабочим объемом насоса может осуществляться независимо от режимных параметров гидросистемы или определяться давлением или расходом системы. Соответственно изменяется условное обозначение насоса на гидравлических схемах (табл. 3.1).

Регулирующие устройства насосов должны создавать усилие, достаточное для преодоления реактивного воздействия от рабочего давления, стремящегося перевести насос в режим нулевой производительности. В табл. 3.3 приведены основные характеристики регуляторов насосов, разработанные на основе принципов зависимого и независимого управления.

Объемные гидродвигатели предназначены для преобразования энергии давления потока жидкости в механическую работу исполнительного механизма. Объемные гидродвигатели разделяются на гидродвигатели прямолинейного движения (гидравлические цилиндры) и гидродвигатели вращательного движения (гидромоторы).

Главным параметром гидромоторов, как и насосов, является рабочий объем. У нерегулируемых гидромоторов рабочий объем постоянный, у регулируемых он изменяется в зависимости от давления или управляющего сигнала (табл. 3.4).

Момент на валу гидромотора и давление в гидросистеме связаны зависимостью:



$$M_M = \frac{p_d V_0^M}{2\pi} \eta_M^M$$

где  $\eta_M^M$  — механический КПД гидромотора, учитывающий потери на механическое трение и гидравлические сопротивления.

Перепад давления  $p_d$  на гидромоторе между давлением на входе жидкости  $p_1$  и выходе  $p_2$  при работе гидросистемы определяется нагрузкой на валу гидромотора  $M_c$ :

$$p_d = \frac{2\pi M_c}{V_0^M \eta_M^M}$$

Если гидромотор работает в режиме торможения, то давление  $p_2$  на выходе будет больше чем давление  $p_1$  на входе.

Частота вращения вала насоса зависит от расхода на входе  $Q_1$  и определяет расход на выходе  $Q_2$ :

$$n_M = \frac{Q_1 \eta_0^M}{V_0^M}; \quad Q_2 = n_M V_0^M$$

где  $\eta_0^M$  — объемный КПД гидромотора.

Таблица 3.3. Регулирующие устройства насосов и насос-моторов

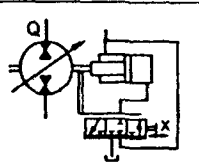
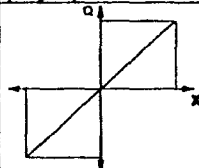
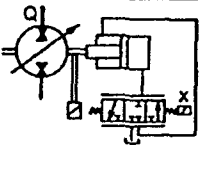
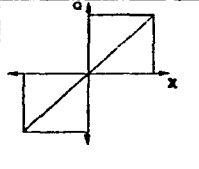
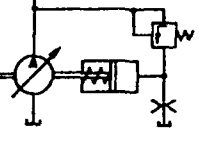
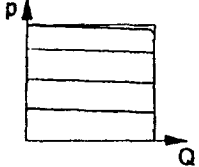
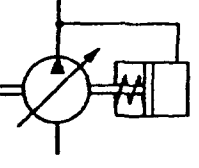
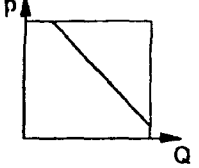
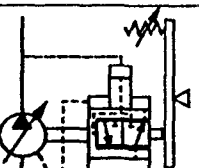
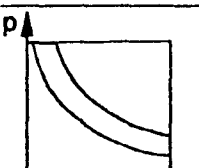

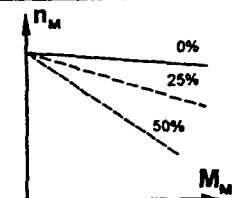

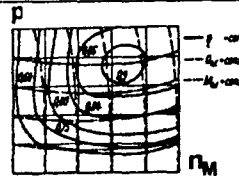
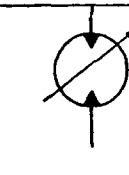
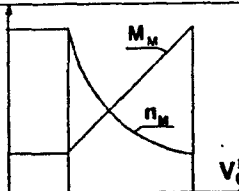
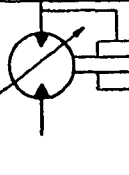
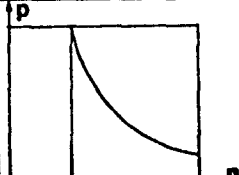
Условное обозначение	Диаграмма регулирования	Тип регулятора
		Гидравлическое сервоуправление с механическим сигналом управления и механической обратной связью по величине рабочего объема
		Электрогидравлическое пропорциональное управление с электрической обратной связью
		Регулятор постоянного давления (регулирование с отсечкой по давлению)
		Регулятор давления (регулятор нулевого хода) с прямым управлением
		Регулятор постоянной мощности с непрямым управлением

Таблица 3.4. Характеристики гидромоторов

Условное обозначение	Рабочая характеристика	Тип гидромотора и его характеристика
		Механическая характеристика нерегулируемого гидравлического мотора с различной степенью износа
		Универсальная характеристика гидравлического нерегулируемого мотора
		Регулировочная характеристика гидравлического регулируемого мотора
		Механическая характеристика гидравлического мотора, регулируемого по давлению

Для гидромотора без обратной связи по давлению механическая характеристика является жесткой, т. е. частота вращения слабо зависит от нагрузки (см. табл. 3.4). Для регулируемых моторов с обратной связью по давлению вид характеристики определяется регулятором.

Выходная мощность гидромотора связана с гидравлическими параметрами привода соотношением:

$$N_m = M_m \omega_m = M_m 2\pi n_m = \frac{p_d Q_1}{\eta_m^m \eta_0^m} = \frac{(p_1 - p_2) Q_1}{\eta^m},$$

$\eta^m = \eta_m^m \eta_0^m$  — полный КПД гидромотора.

При передаче энергии с помощью объемного гидропривода частота вращения исполнительного механизма зависит от соотношения рабочих объемов насоса и гидромотора:

$$n = n_n \frac{V_0^n}{V_0^m} i_p \eta_0^m \eta_0^n = n_n i_p i_p \eta_0^n \eta_0^m.$$

На практике при необходимости регулирования выходных параметров чаще всего используется привод, состоящий из регулируемого насоса и нерегулируемого гидромотора. Регулируемые гидромоторы применяются для существенного расширения диапазона регулирования.

**Режимы работы гидропривода.** Возможность применения отдельных типов гидроагрегатов и, прежде всего насосов и моторов, зависит от режима работы привода.

Режим работы привода оценивается по следующим показателям: коэффициенту использования номинального давления

$$k_p = \frac{p_{эк}}{[p_n]}, \quad p_{эк} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n \frac{p_i^3 t_i}{\tau}},$$

где  $p_{эк}$  — эквивалентное давление;  $[p_n]$  — номинальное давление;  $t_i$  — время работы привода при давлении  $p_i$ ;  $\tau$  — общее время работы привода;

коэффициенту использования по времени в смену

$$k_b = \tau_n / \tau_{см};$$

где  $\tau_n$  — время работы привода под нагрузкой;  $\tau_{см}$  — продолжительность смены;

числу включений привода в час;

годовому коэффициенту использования по времени

$$k_r = \tau_p / \tau_r,$$

где  $\tau_p$  — общее время работы за год;  $\tau_r$  — годовой фонд времени;

относительным колебаниям давления в системе

$$k_d = \frac{p_{max} - p_{min}}{p_{cp}},$$

где  $p_{max}$ ,  $p_{min}$  — соответственно среднмаксимальное и среднeminимальное давление;  $p_{cp}$  — среднее давление жидкости.

В зависимости от значений показателей режимы работы привода принято разделять на весьма тяжелые ВТ, тяжелые Т, средние С и легкие Л (табл. 3.5). Режим работы гидропривода связан с предельно допустимым износом гидроагрегатов, характеризующимся минимальными значениями объемного КПД (табл. 3.6).

Для систем гидравлического привода мобильных машин и роботов чаще других применяются аксиально-поршневые, роторно-пластинчатые и шестеренные насосы и аксиально-поршневые гидромоторы.

При работе в тяжелом и весьма тяжелом режимах наиболее высокими параметрами и надежностью обладают аксиально-поршневые гидростатические машины, имеющие низкую инерционность и хорошие массогабаритные показатели.

Роторно-пластинчатые насосы применяются для легких и реже средних режимов работы.

Шестеренные насосы в силу технологичной конструкции имеют низкую стоимость и хорошо всасывают жидкость даже при установке выше уровня бака (до 0,5 м). Шестеренные насосы применяют при легких и средних режимах работы.

Таблица 3.5. Режимы работы привода

Режим	$k_p$	$k_b$	Число включений	$k_r$	$k_d$
Легкий	Менее 0,4	0,1—0,4	Менее 100	Менее 0,5	Менее 0,2
Средний	0,4—0,7	0,3—0,5	100—200	0,5—0,7	0,2—0,4
Тяжелый	0,7—0,9	0,5—0,8	200—400	0,7—0,9	0,4—0,8
Весьма тяжелый	Более 0,9	0,8—0,9	400—800	Более 0,9	Более 0,8

Таблица 3.6. Предельные значения объемного КПД привода

Режим	Объемный КПД
Легкий	0,55—0,6
Средний	0,6—0,7
Тяжелый	0,7—0,8
Весьма тяжелый	Более 0,8



В зависимости от материала и конструкции уплотнений скорость цилиндров может достигать 0,7 м/с. При расчетах принимается, что исправный гидроцилиндр не имеет утечек.

При высоких скоростях движения ( $u > 0,1$  м/с) и большой приведенной массе конструкции с грузом  $m$  в конце рабочего хода происходит удар поршня о крышку. Возникающая при этом сила  $F_y = U \sqrt{mcs}$ , где  $c$  — приведенная жесткость конструкции. Эта сила действует на груз, элементы конструкции и цилиндр. Для поглощения кинетической энергии ( $T = mu^2/2$ ) двигающегося механизма в этом случае выбирается гидроцилиндр с гидравлическим демпфером (рис. 3.30). Когда поршень 2 с цилиндрическим демпфером на конце штока 5 входит в отверстие крышки 1, проходное сечение на выходе жидкости из цилиндра уменьшается и создается дополнительное сопротивление движению поршня  $F_T$ , приводящее к плавному торможению штока и механизма в целом:

$$F_T = A \Delta p = A \frac{12\mu l Q}{\pi ds^3} = \frac{12\mu l A^2 \bar{u}}{\pi ds^3},$$

где  $\bar{u}$  — средняя скорость поршня при остановке;  $\bar{u} = u/2$ ;  $d$  — диаметр демпфера;  $s$  — зазор;  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости;  $l$  — длина демпфера.

Для безударной остановки необходимо, чтобы выполнялось условие:

$$F_T l = mU^2/2.$$

При выдвигании штока демпфирование обеспечивает втулка 3, входящая в конце хода в проточку передней крышки 4. Для регулирования ускорения при торможении часть потока может перепускаться через регулируемые дроссели 6.

При проектировании гидравлических приводов могут быть выбраны выпускаемые серийно гидроцилиндры с параметрами, соответ-

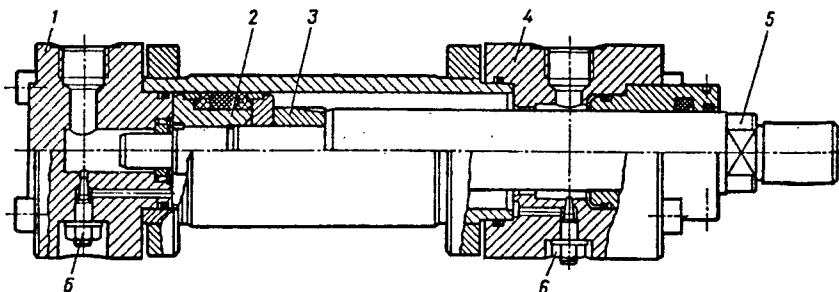


Рис. 3.30. Гидроцилиндр с гидравлическими демпферами

вующими расчетным и с необходимым ходом поршня или спроектированы специальные цилиндры с требуемыми размерами.

При проектировании механизмов с гидравлическими цилиндрами крепление цилиндра должно обеспечить передачу только сжимающих или растягивающих усилий.

При длине  $L \geq 10d$  цилиндр необходимо проверять на устойчивость при продольном сжатии с коэффициентом запаса 2,5—3,5 по предельной нагрузке.

Клапаны регулирования давления используют принцип регулируемого дросселя, проходное сечение которого, определяющее изменение давления  $\Delta p$  между входом и выходом клапана, зависит от разности управляющих давлений и усилия установочной пружины. В результате дросселирования потока энергия давления переходит в тепловую  $W = \Delta p Q_k \tau$ , где  $\tau$  — время работы клапана;  $Q_k$  — расход клапана.

При проектировании гидроприводов клапаны регулирования давления выбираются по номинальному давлению и номинальному расходу, которые должны соответствовать расчетным параметрам гидросистемы. Размер проходного сечения клапана характеризуется условным проходом, который целесообразно принимать равным диаметру трубопроводов. Допустимо выбирать клапаны, номинальное давление которых выше расчетного давления для гидросистемы. Однако точность регулирования при этом ухудшается.

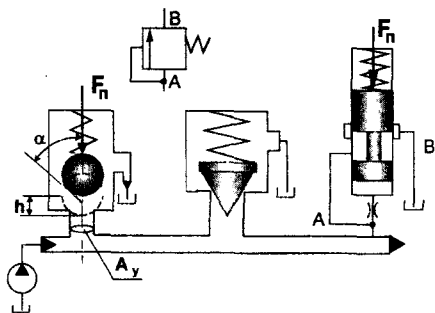
Предохранительные клапаны предназначены для ограничения давления в гидросистеме путем перепуска части жидкости в бак или в сливную линию. По назначению различают предохранительные клапаны для защиты гидропривода при кратковременных перегрузках и переливные клапаны, рассчитанные на длительное поддержание определенного давления в гидросистеме.

Для предохранительных клапанов защитного действия основным требованием является быстрдействие. В наибольшей степени ему соответствуют клапаны прямого действия с запорным элементом в виде шарика, конуса или золотника (плунжера) (рис. 3.31). Запорный элемент удерживается в закрытом состоянии усилием пружины  $F_n = Cx_0$ , зависящим от жесткости  $C$ , начальной деформации  $x_0$  пружины, которая в регулируемых клапанах может меняться. Давление действует на запорный элемент и создает силу  $F_y = pA_y$ . Если  $F_y > F_n$ , то пружина сжимается и затвор поднимается над седлом на величину  $h$ , зависящую от расхода  $Q$  через образовавшуюся дроссельную щель и давления  $p$ . Устанавливается равновесное состояние клапана

$$h = \frac{Q}{\mu \pi ds \sin \alpha} \sqrt{\frac{p}{2p}} \quad p = c(h + x_0)/A_y.$$

Эти зависимости показывают, что фактическое давление  $p$ , поддерживаемое клапаном, увеличивается при возрастании расхода. Предо-

Рис. 3.31. Схема и условное обозначение предохранительных клапанов прямого действия



хранительный клапан прямого действия стыкового монтажа (рис. 3.32, а) состоит из стакана 4, в котором размещены пружина 3 и регулировочный винт, перемещающийся по резьбе в стакане. Пружина одним концом упирается в конусную запорную иглу, а другим — в регулировочный винт. Игла вместе с седлом 2 образуют затвор клапана. Давление жидкости, подводимое через отверстие 5 под затвор, создает силу, стремящуюся сместить иглу с ее седла. Если усилие, создаваемое давлением, превысит усилие пружины, игла сместится и пропустит поток рабочей жидкости на слив. Зависимость давления от расхода для клапана с условным проходом 4 мм при различных положениях регулировочного винта приведена на рис. 3.32, б.

При больших расходах и давлениях размеры клапанов прямого действия существенно возрастают. Для этих условий, а также для улучшения статической характеристики применяют двухступенчатые клапаны непрямого действия. Они состоят из управляющего клапана прямого действия с механическим или пропорциональным электрическим управлением, рассчитанного на пропускание 5—10 % основного расхода и гидростатически уравновешенного основного клапана золотникового типа с гидравлическим управлением (рис. 3.33). При давлении в гидросистеме ниже давления открытия управляющего клапана золотник под действием пружины устанавливается в исходное положение, при котором линии А и В закрыты. При повышении давления в системе управляющий клапан открывается,

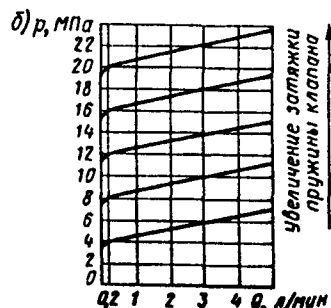
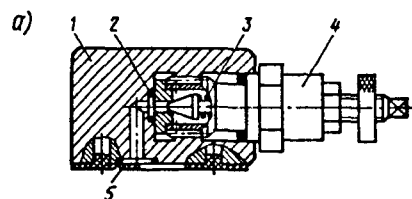


Рис. 3.32. Предохранительный клапан прямого действия стыкового монтажа и его статическая характеристика

преодолевая усилие пружины (или пропорционального магнита в клапанах с пропорциональным электрическим управлением). Жидкость через управляющий дроссель и открытый затвор поступает в линию слива. Образующийся при этом перепад давления на дросселе создает на золотнике силу, достаточную для сжатия пружины и перемещения золотника. Через открывающееся отверстие основной поток жидкости дросселируется из линии А в линию В, теряя при этом энергию давления. В результате этого давление  $p_H$  поддерживается примерно на одном уровне. Если полость управления Х соединить со сливом, то произойдет разгрузка системы от давления (безнапорная циркуляция жидкости).

Наряду с золотниковыми затворами в современных конструкциях клапанов применяются конусные затворы, обладающие меньшей массой и лучшей герметичностью (рис. 3.34, а). Давление, подводимое к торцу основного клапана 8 через отверстие А, распространяется через демпферное отверстие б в надклапанную полость под затвор 1 управляющего клапана 3. Если усилие, создаваемое давлением, превышает усилие пружины 2, то игла смещается и пропускает поток рабочей жидкости на слив У. При этом через демпфер клапана б проходит поток рабочей жидкости, который создает перепад давления между торцами клапана. В результате этого клапан 8 поднимается, сжимая пружину 4 и пропускает часть потока на слив через радиальное отверстие в гильзе 7 в линию В, предохраняя систему от превышения давления или поддерживая установленный уровень давления. На заданное давление клапан настраивается винтом 5. Отверстие Х служит для отвода потока управления для дистанционной разгрузки от давления.

Двухступенчатые клапаны с непрямым управлением обладают компактной конструкцией, точнее поддерживают заданный уровень давления при изменении расхода (рис. 3.34, б), обладают хорошим демпфированием.

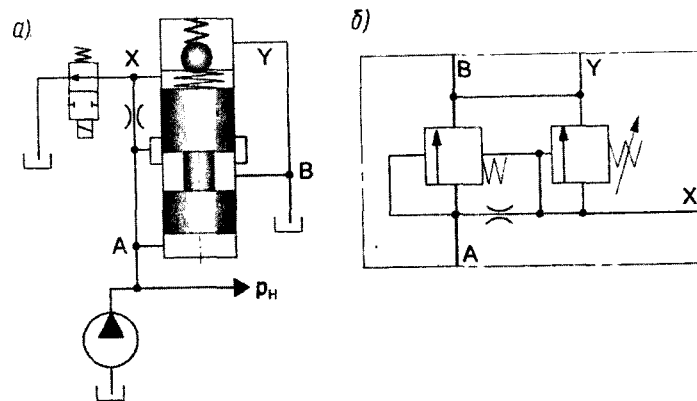
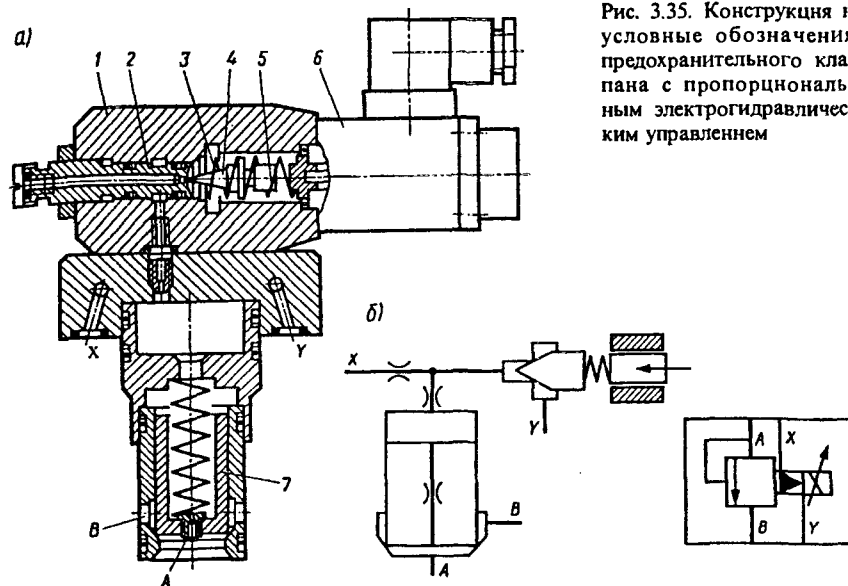
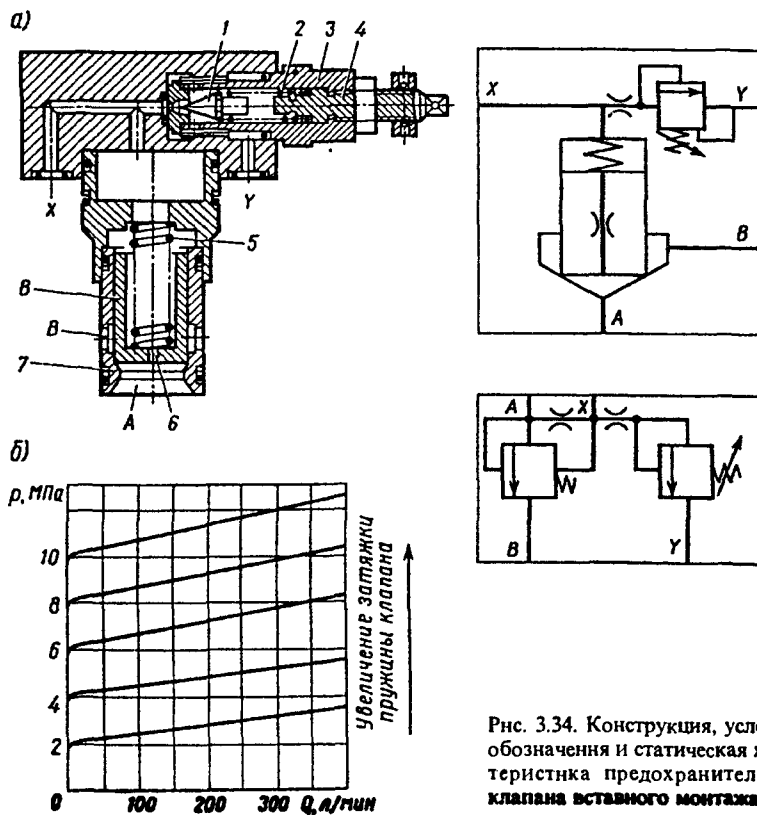


Рис. 3.33. Схема и условное обозначение двухступенчатого предохранительного клапана непрямого действия

Для двухступенчатых клапанов достаточно просто решается проблема дистанционного регулирования давления с помощью электрических сигналов, так как усилие на управление натяжением пружины относительно невелики. Предохранительный клапан с управлением от пропорциональных электромагнитов состоит из основного 7 и управляющего 1 клапанов (рис. 3.35, а, б). Управляющий клапан выполнен в виде самостоятельного гидроаппарата и состоит из пропорционального электромагнита 6, пружин 3 и 5 и конического затвора 4 с седлом 2. Давление, при котором управляющий клапан открывается, определяется током управления.

**Редукционные клапаны.** Редукционные клапаны предназначены для поддержания постоянного давления на выходе клапана, уменьшенного по отношению к входному. В зависимости от рабочего давления применяют редукционные клапаны с прямым (рис. 3.36, а) и непрямым (рис. 3.36, б) управлением. Давление на выходе  $p$  определяется из условия равновесия затвора:



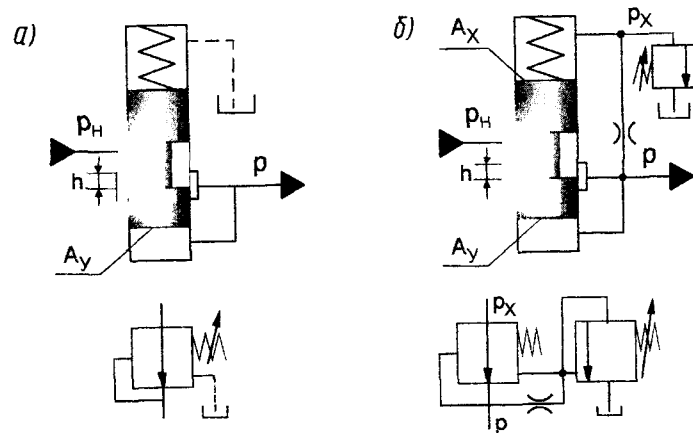
для клапана с прямым управлением:

$$p = C/A_y,$$

для клапана с непрямым управлением:

$$p = (p_x A_x + C)/A_y,$$

где  $C$  — усилие пружины затвора;  $p_x$  — давление управления, поддерживаемое предохранительным клапаном предварительного управления.



Увеличение регулируемого давления смещает затвор в направлении закрытия, при этом уменьшается проходное сечение и возрастают потери давления на дросселирование, в результате чего давление  $p$  поддерживается на установленном уровне.

**Направляющая аппаратура.** Направляющая аппаратура предназначена для изменения направления или полного перекрытия потока рабочей жидкости. При проектировании гидравлических приводов для направляющей аппаратуры должно выполняться условие:

$$[p_n] \geq p_p,$$

где  $[p_n]$  — номинальное давление гидроаппарата;  $p_p$  — расчетное давление в гидросистеме с учетом возможности мультипликации.

При выполнении условия

$$[Q_n] \geq Q,$$

где  $[Q_n]$  — номинальный расход,

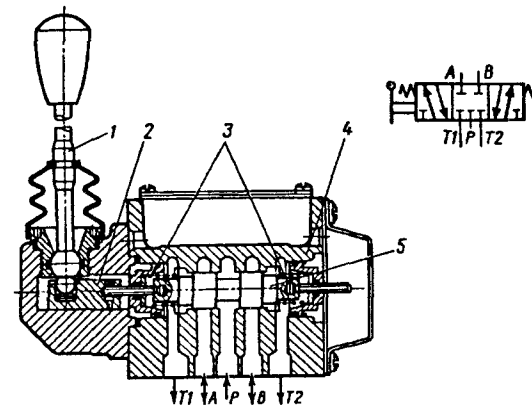
потери давления на направляющих гидроаппаратах при сопоставимой вязкости не превышают указанных в их паспортных характеристиках.

Гидравлические распределители предназначены для создания определенного направления движения рабочей жидкости в гидросистеме и управления пуском, остановкой и изменением направления движения гидравлических двигателей. Выбор распределителей для гидравлического привода зависит от числа необходимых позиций управления, схемы соединений подводимых линий, способа управления, давления и расхода.

В зависимости от конструкции распределители делятся на клапанные и золотниковые. Простейший распределитель 4/3 (четыре подводимые линии и три позиции управления) с ручным управлением 1 (рис. 3.37) имеет корпус 4 с продольным отверстием, вдоль которого имеются кольцевые каналы, связанные с линиями подвода. Распределительный золотник 5 при перемещении в отверстие механизма 2 синхронно соединяет или разъединяет кольцевые каналы. Форма золотника определяет различные схемы распределения жидкости. При перемещении золотника вправо линия  $P$  соединяется с линией  $B$ , а линия  $A$  — с линией  $T1$ , влево:  $P \Rightarrow A$ ,  $B \Rightarrow T2$ . Пружины 3 возвращают золотник в среднее положение. Этим соединениям соответствует условное обозначение, на котором каждый квадрат обозначает одно положение. Маркировка точек подключения  $A$ ,  $B$ ,  $P$  и  $T$  всегда соответствует исходному положению.

Управление золотниковым распределителем может осуществляться также механическими, гидравлическими, электрическими или пневматическими сигналами. При отключении сигнала золотник пружиной или давлением жидкости возвращается в исходную позицию (кроме

Рис. 3.37. Распределитель с ручным управлением



распределителей с ручным управлением и механической фиксацией). Способ управления и центрирования отображается на условном обозначении распределителя (см. табл. 3.1).

При электрическом управлении используются магниты постоянного и переменного тока. Магниты постоянного тока обладают более высоким быстродействием, обеспечивают мягкое переключение, не перегорают даже при заклинивании золотника. При работе на открытом воздухе рекомендуется применять магниты, работающие в масляной среде.

Электрические распределители могут использоваться в гидросистемах с небольшими расходами или как управляющие элементы в распределителях с непрямым управлением для приводов большой мощности (рис. 3.38). Вспомогательный распределитель 1 управляется электрическими сигналами от источников небольшой мощности, основной распределитель переключается давлением жидкости, подводимой к торцевым поверхностям золотника 4, размещенного в корпусе 3. В нейтральном положении управляющие полости соединены через управляющий распределитель со сливом и золотник центрируется пружинами в среднем положении. При подаче электрического сигнала управляющее давление действует на торец основного золотника, а другая управляющая линия соединяется со сливом. Золотник при этом перемещается до упора в крышку 5, преодолевая сопротивление центрирующих пружин 6.

Давление управления может быть взято от внешнего источника или от основного насоса. В последнем случае отпадает необходимость в отдельном источнике питания. Аналогично слив рабочей жидкости из управляющего распределителя может быть объединен с основным сливом или выводиться отдельно. Для регулирования времени переключения в линии управления между управляющим и основным распределителями могут быть установлены дроссели 2. Допустимое

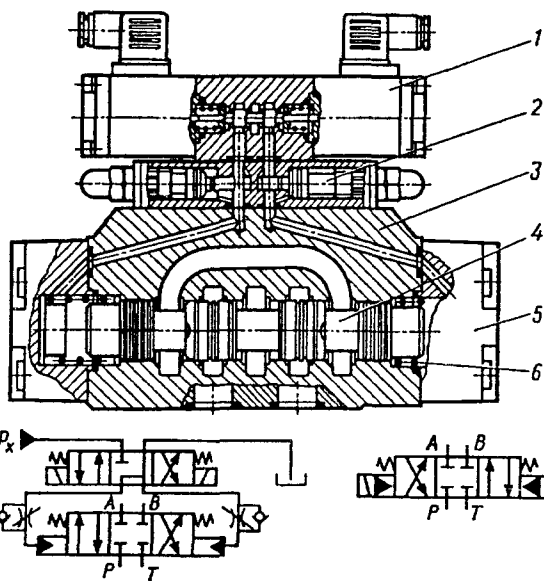


Рис. 3.38. Распределитель с электрогидравлическим управлением

число включений распределителя с магнитами постоянного тока достигает 15000 циклов в час.

Наряду с распределителями с одним золотником серийно изготавливаются распределители с несколькими золотниками, включающие также клапаны управления и защиты. Применение таких распределителей в схемах группового привода позволяет существенно упростить монтаж гидросистемы.

**Обратные клапаны** предназначены для пропуска жидкости с минимальным сопротивлением в одном направлении и герметичного перекрытия трубопровода в обратном направлении. Запорный элемент обратного клапана выполняется в виде шарика или конуса. Давление открытия клапана обычно составляет в зависимости от его назначения от 0,05 до 0,3 МПа.

**Гидравлические замки** представляют собой управляемые обратные клапаны, которые в зависимости от давления в линии управления или работают как обратные клапаны или принудительно деблокируются.

Гидравлические замки применяют для предотвращения движения привода под действием внешних нагрузок из-за утечек в управляющей аппаратуре; для закрытия магистралей и блокирования исполнительных механизмов при обрыве трубопроводов; для реализации логических функций при управлении приводом.

Гидравлические замки делятся на конусные и шариковые, разгруженные и неразгруженные, односторонние и двусторонние.

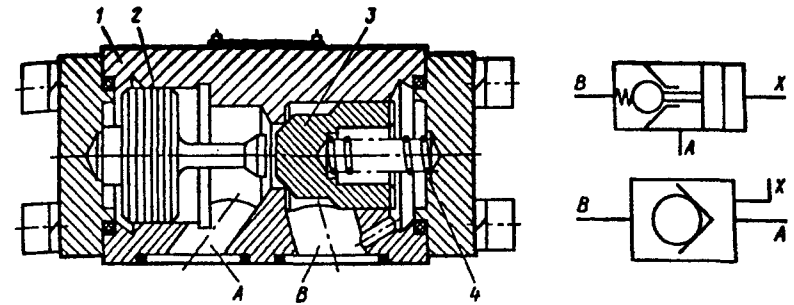


Рис. 3.39. Односторонний конусный неразгруженный гидрозамок

Односторонний конусный неразгруженный гидрозамок (рис. 3.39) обеспечивает свободное течение жидкости в направлении  $A \Rightarrow B$ . При направлении  $B \Rightarrow A$  конусный клапан 3 удерживается в седле корпуса 1 с помощью пружины 4 и давления в системе. При подаче управляющего давления в линию X управляющий поршень 2 смещается и открывает конусный клапан.

Для обеспечения надежного открытия гидрозамка необходимо проверить расчетом значение управляющего давления для конкретной гидросистемы (рис. 3.40, а). Исходя из условия равновесия сил на поршне цилиндра Ц1:

$$p_2 = \frac{p_1 A_1}{A_2} + \frac{G}{A_2},$$

где  $A_1, A_2$  — площади рабочих поверхностей поршня;  $p_1$  — давление в напорной линии при опускании груза, необходимое для открытия замка.

Для открытия гидрозамка должно выполняться условие:

$$K(p_2 A_y + C) \leq A_x p_1,$$

где  $A_y, A_x$  — площади седла и управляющего поршня;  $K$  — коэффициент запаса ( $K \geq 1,1$ ).

Если

$$p_1 = \frac{\kappa G A_y / A_2 + C}{A_x - A_1 A_y / A_2},$$

где  $p_k$  — наибольшее давление в напорной линии насоса, ограниченное настройкой предохранительного клапана,

то замок будет открываться. После открытия гидрозамка поршень будет двигаться ускоренно под действием силы  $G$  и при достижении скорости  $u > Q_n / A_1$  ( $Q_n$  — расход насоса); давление  $P_1$  в линии насоса



упадет и замок закроется, что приведет к резкой остановке поршня. Этот процесс будет циклически повторяться.

Для опускания груза без резких рывков необходимо на сливной линии устанавливать дросселирующие элементы ДР1 с площадью проходного сечения

$$A_f = \frac{Q_n A_1}{\mu A_2 \sqrt{\frac{2 p_p A_1}{\rho} \left( \frac{G}{A_2} + \frac{G}{A_2} \right)}}$$

где  $p_p$  — расчетное давление в линии насоса.

При установке дросселирующих элементов в линии слива (рис. 3.40, б) после гидрозамка необходимо применять разгруженные управляемые обратные клапаны, в которых давление слива не действует на управляющий поршень.

Для запираания обеих линий гидроцилиндра при нагрузке, переменной по направлению, необходимо устанавливать два гидрозамка

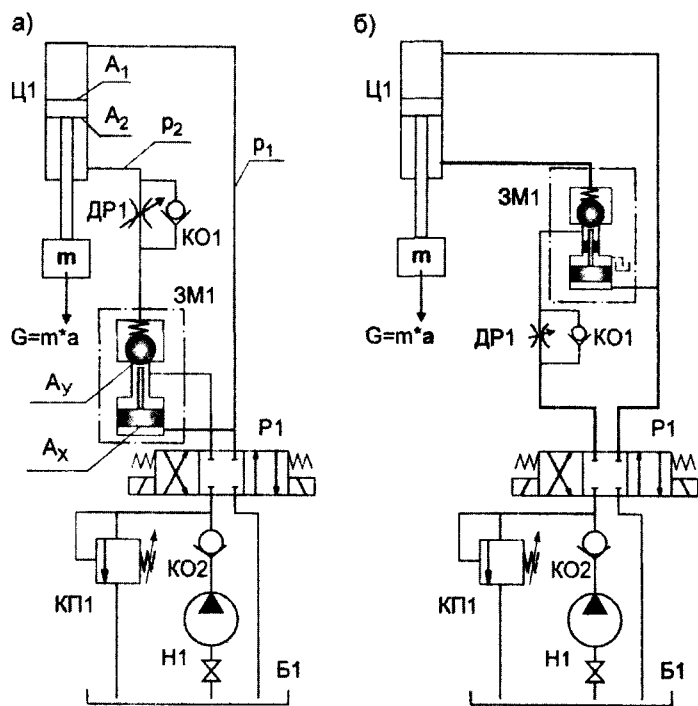


Рис. 3.40. Схема для расчета параметров гидрозамка

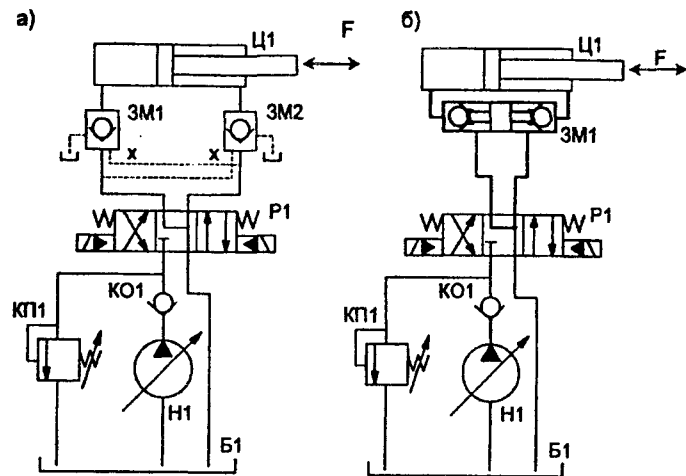


Рис. 3.41. Установка гидрозамков при реверсивной нагрузке

(рис. 3.41, а) или один двухсторонний (рис. 3.41, б). Двухсторонние гидрозамки могут быть только незгруженными, что ограничивает возможность их применения для схем с регулируемым дросселированием на сливе.

Двухлинейные встраиваемые клапаны (рис. 3.42) представляют собой управляемые давлением местные сопротивления и поэтому могут осуществлять почти все функции управления и распределения жидкости. Они состоят из гильзы 1 и конусного клапана 2, прижимаемого к запорной поверхности гильзы пружиной 3. Комплект затвора с переходной втулкой вставляется в монтажное отверстие гидравлического блока и прижимается фланцем 5. Клапан открывается в зависимости от давления управления в линии X, подводимого через отверстие 4, и пропускает жидкость в обоих направлениях:  $A \Rightarrow B$  или  $B \Rightarrow A$ . Работа клапана определяется соотношением трех площадей:  $A_2$  со стороны линии управления,  $A_1$  линии A и кольцевой поверхности  $A_2 - A_1$ :

$$p_1 A_1 + p_2 (A_2 - A_1) = p_0 A_2.$$

Примеры использования двухлинейных клапанов для реализации функций обратного клапана, распре-

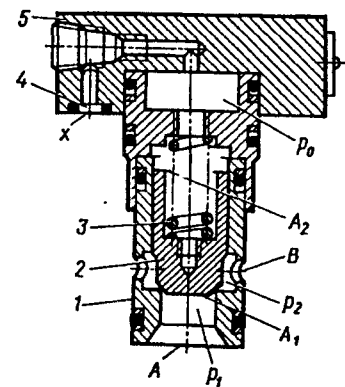


Рис. 3.42. Встраиваемый гидрорегулируемый клапан

лителя 2/2 с независимым управлением от давления  $p_0$  (рис. 3.43, а) и с зависимым управлением (рис. 3.43, б, в), клапанного распределителя 4/3 (рис. 3.43, г), обеспечивающего, в отличие от золотникового, герметичное запирание линии  $P, A, B, T$ .

Логические элементы гидропривода. Запорно-регулирующая аппаратура дает возможность аппаратным способом реализовать некоторые логические функции, в том числе основные операции "или" (рис. 3.44, а), "и" (рис. 3.44, б). В клапанах "или" сигнал на выходе появляется, если на одной из входных линий возникает управляющее давление, в клапанах "и" — только при подаче одновременно двух управляющих сигналов.

Способы регулирования параметров привода. Для обеспечения работоспособности привода и заданной производительности проектируемой машины или манипулятора необходимо, чтобы усилие, создаваемое приводом, было достаточным для преодоления внешних со-

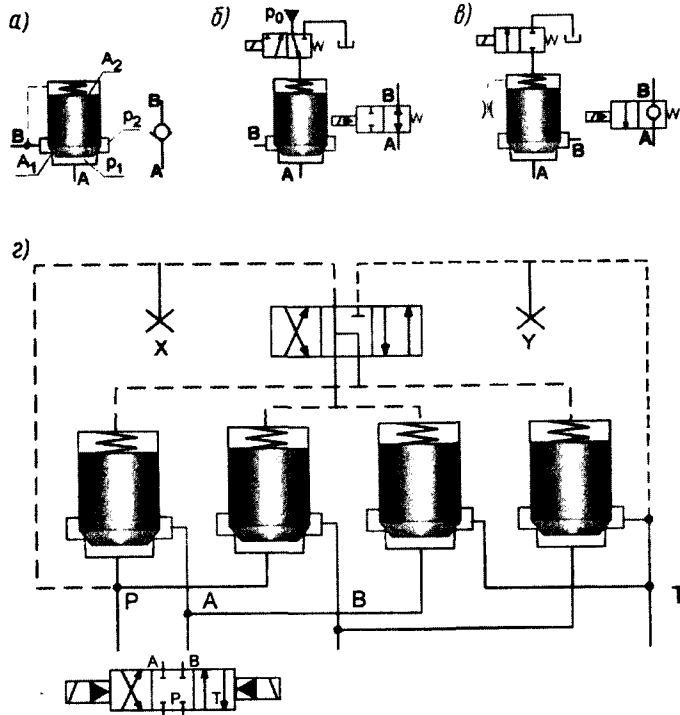


Рис. 3.43. Схемы с использованием встраиваемых гидроуправляемых клапанов

Рис. 3.44. Логические элементы гидроприводов

противлений и сил инерции, а скорость при этом была бы не менее заданной, т. е.

$$M_m \geq M_c \text{ или } F_d \geq F_c, \\ n_m \geq [n_m] \text{ или } u_d \geq [u_d],$$

где  $M_m, F_d$  — крутящий момент или сила, создаваемые приводом;  $M_c, F_c$  — приведенные к гидродвигателю сопротивления движению исполнительных механизмов;  $[n_m], [u_d]$  — необходимые скорости движения.

Эти условия определяют необходимую выходную мощность объемного гидропривода:

$$N = M_c 2\pi n_m \text{ или } N = F_c u_d.$$

Внешняя характеристика объемного гидропривода, т. е. зависимость скорости исполнительного механизма от нагрузки определяется характеристиками насосов и гидродвигателей и выбранного способа регулирования. Для гидравлического привода, включающего насос и гидромотор, скорость исполнительного механизма  $n$  связана с параметрами системы следующими соотношениями:

$$n = \frac{n_m}{i_p} = \frac{Q_n \eta_0^c \eta_0^m}{V_0^m i_p} = \frac{n_n V_0^n}{V_0^m} \eta_0^n \eta_0^m \eta_0^c.$$

Давление  $p_n$ , необходимое для создания момента  $M = M_c$ , определяется так:

$$p_n = \frac{2\pi M_c}{V_0^m i_p \eta_m^m \eta_p \eta_r}$$

где  $V_0^m$  — рабочий объем мотора.

Это давление не должно превышать номинального давления  $[p]$  для гидроаппаратов. Значение давления ограничивается установкой в гидросистеме предохранительного клапана, настроенного на давление

$$p_k = (1,1 - 1,2)[p] \leq p_{max},$$

где  $p_{max}$  — максимальное давление для гидроагрегатов.

При закрытом клапане момент на двигателе привода насоса определяется давлением в напорной линии:

$$M_H = \frac{P_H V_0^H}{2\pi \eta_M^H},$$

где  $V_0^H$  — рабочий объем насоса.

Зависимость частоты вращения вала насоса  $n_H$  от момента  $M_H$  определяется характеристикой силовой установки.

Мощность привода при передаче энергии от силового двигателя к исполнительному механизму уменьшается из-за потерь на трение и утечки и определяется по следующим зависимостям:

на исполнительном механизме

$$N_u = M_c 2\pi n_n;$$

на валу гидромотора

$$N_M = \frac{M_c 2\pi n_n}{\eta_p};$$

на входе гидромотора

$$N_M^r = \frac{M_c 2\pi n_n}{\eta_p \eta_M^M \eta_0^M};$$

на выходе насоса

$$N_H^r = \frac{M_c 2\pi n_n}{\eta_p \eta_M^M \eta_0^M \eta_r \eta_0^c};$$

на двигателе привода насоса

$$N_H = \frac{M_c 2\pi n_n}{\eta_p \eta_M^M \eta_0^M \eta_r \eta_0^c \eta_0^H \eta_M^H};$$

В приведенных выражениях приняты следующие обозначения:  $n_n, n_M, n_H$  — частоты вращения соответственно насоса, мотора и исполнительного звена привода;  $\eta_M^H, \eta_M^M$  — гидромеханические КПД соответственно насоса и мотора;  $\eta_0^H, \eta_0^M$  — объемные КПД насоса и мотора;  $\eta_r, \eta_0^c$  — соответственно гидравлический и объемный КПД магистралей и аппаратуры распределения и защиты;  $i_p, \eta_p$  — соответственно передаточное отношение и КПД редуктора, связывающего гидромотор с исполнительным звеном привода.

Аналогично, для гидроцилиндра с площадью рабочей поверхности поршня  $A$  и механическим КПД  $\eta_M$ :

скорость штока

$$u = \frac{n_H V_0^H \eta_0^H \eta_0^c}{A};$$

давление насоса

$$p = F_c / A \eta_M \eta_r;$$

мощность привода насоса

$$N_H = F_c u / \eta_M \eta_0^c \eta_0^H \eta_M^H \eta_r.$$

Приведенные зависимости определяют принципиальные возможности создания необходимой для работы конкретного механизма выходной характеристики, т. е. зависимости скорости гидродвигателя от управляющих воздействий и нагрузки:

использование регулировочных возможностей силовой установки (регулирование  $n_H$ );

ступенчатое или непрерывное изменение передаточного отношения гидропривода  $i_r = \Sigma V_0^M / \Sigma V_0^H$  по заданному алгоритму;

изменение передаточного отношения редуктора  $i_p$ ;

уменьшение объемного КПД системы  $\eta_0^c$  созданием дополнительных объемных потерь.

Первые три способа не связаны с дополнительными потерями мощности и относятся к способам объемного регулирования. Четвертый способ обычно реализуется за счет установки регулирующего дросселя или регулятора потока и называется дроссельным.

Наиболее универсальным и распространенным способом объемного регулирования скорости является регулирование рабочего объема насоса. При управлении насосом в зависимости от времени привод сохраняет жесткость характеристики при значительной глубине регулирования. Введение обратной связи для управления рабочим объемом  $V_0^H$  по давлению позволяет получить характеристики привода с ограничением скорости гидродвигателя  $u$  по мощности  $N$  или по усилию  $F$  (рис. 3.45).

Принципиальная гидравлическая схема привода объемного регулирования с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости и системой питания с дополнительным насосом подпитки приведены на рис. 3.46. В управляющем устройстве формируется сигнал на электрогидравлический усилитель регулятора производительности насоса, изменяющего рабочий объем насоса  $V_0^H$ . При изменении рабочего объема насоса изменяются скорость и направление движения гидродвигателя.

Объемное регулирование параметров привода характеризуется высоким КПД, имеет жесткую нагрузочную характеристику, хорошие

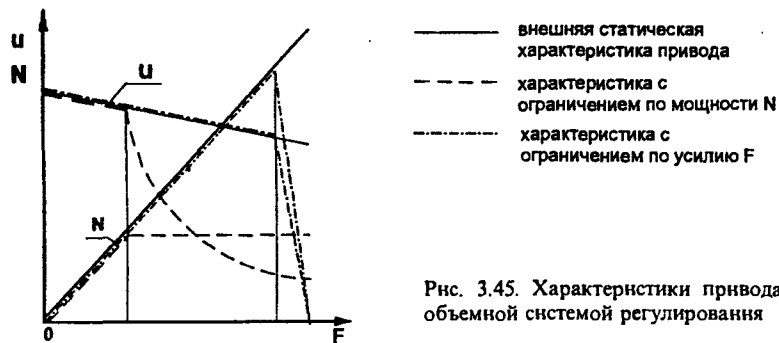


Рис. 3.45. Характеристики привода с объемной системой регулирования

динамические свойства и принципиально неограниченную мощность. Однако необходимость иметь при групповом приводе для каждого гидродвигателя отдельный дорогостоящий насос с электрогидравлическим усилителем и приводом ограничивает область их применения системами с мощностью не менее 10 кВт при непрерывном режиме работы.

Для приводов с невысокой энергетической напряженностью, например циклических, для которых даже значительное снижение КПД не имеет принципиального значения, более эффективными оказываются системы дроссельного регулирования. Дроссельное регулирование основано на изменении параметров привода за счет снижения составляющих общего КПД системы: при уменьшении объемного КПД снижается скорость гидродвигателя, при уменьшении гидравлического КПД возрастает давление при неизменной нагрузке гидродвигателя.

Для регулирования параметров привода используются дроссели вихревого сопротивления, имеющие узкий канал малой длины. Ха-

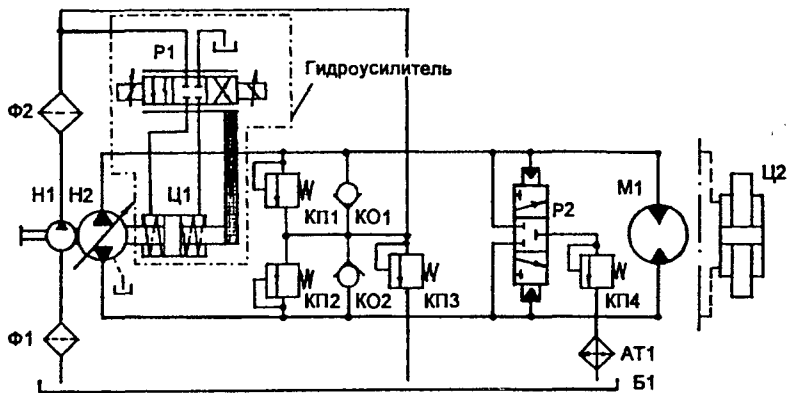


Рис. 3.46. Следящий гидропривод объемного регулирования

рактеристика такого дросселя практически не зависит от вязкости рабочей жидкости и, с достаточной для практических расчетов точностью, описывается зависимостью:

$$Q_f = \mu A_f \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = K_f X_f \sqrt{\Delta p},$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода;  $A_f$  — площадь проходного сечения дросселя;  $\Delta p$  — перепад давления на дросселе;  $\rho$  — плотность жидкости;  $X_f$  — сигнал системы управления:  $0 \leq X_f \leq 1$ .

По месту установки дросселя в системе различают схемы: с дросселем на входе в гидродвигатель; с дросселем на выходе из гидродвигателя; с дросселем параллельно гидродвигателю. При достаточно высоких требованиях к точности регулирования используются только первые две схемы или их комбинация.

Рассмотрим расчетную схему привода с дросселем на входе, нерегулируемым насосом и гидродвигателем, нагруженным моментом  $M_c$  (рис. 3.47, а). При  $Q_H = \text{const}$ ,  $p_2 = \text{const}$  и полностью открытом дросселе, без учета потерь в системе параметры привода:

$$Q_H = Q_f; Q_k = 0; n_m = Q_H / V_0^M; p_H = p_1 = \frac{2\pi M_c}{V_0^M}.$$

При частичном закрытии дросселя давление  $p_H$  начинает увеличиваться. Если  $p_H < p_k$ , где  $p_k$  — давление срабатывания предохранительного клапана, то

$$\Delta p = p_H - p_1 = \left( \frac{Q_f}{k_f A_f} \right)^2; Q_k = 0; n_m = \frac{Q_H}{V_0^M}; p_1 = 2\pi M_c / V_0^M.$$

Если  $p_H > p_k$ , то предохранительный клапан открывается:

$$Q_f = K_f X_f \sqrt{\Delta p}; n_m = \frac{Q_f}{V_0^M} = \frac{K_f X_f}{V_0^M} \sqrt{\left( p_k - \frac{2\pi M_c}{V_0^M} \right)}.$$

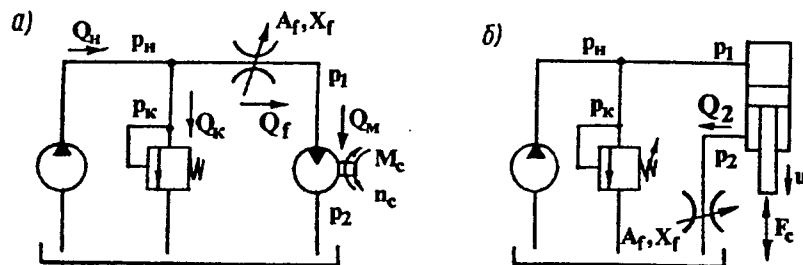


Рис. 3.47. Расчетные схемы приводов дроссельного регулирования

Таким образом, в результате установки дросселя привод с нерегулируемым насосом приобретает свойство регулируемости, т. е. частота вращения гидромотора изменяется в зависимости от настройки дросселя  $X_f$ . Однако при этом снижается жесткость характеристики привода, поскольку скорость начинает сильно зависеть от нагрузки  $M_c$ .

Расход насоса в схеме дроссельного регулирования выбирается по наибольшей скорости, соответствующей движению без нагрузки:

$$Q_n = Q_f = K_f \sqrt{P_k}, \text{ при } X_f^{\max} = 1.$$

Коэффициент полезного действия привода  $\eta$ , определяемый только потерями на регулирование скорости, имеет вид экстремальной зависимости:

$$\eta = \frac{N_m}{N_n} = \frac{p_l K_f X_f \sqrt{p_k - p_l}}{p_k K_f X_f^{\max} \sqrt{p_k}} = \frac{p_l \sqrt{1 - \bar{p}}}{p_k \bar{p}}; \quad \bar{p} = \frac{p_l}{p_k} = \frac{2\pi M_c}{V_0^m p_k}; \quad \bar{X} = \frac{X}{X_f^{\max}}$$

Режим с наибольшим КПД при  $\bar{X} = 1$  соответствует условию

$$\frac{\partial \eta}{\partial \bar{p}} = 0,5(p^{-2} - p^{-3}) - 0,5(2\bar{p} - 3p^{-2}) = 0.$$

Тогда  $\bar{p} = \frac{2}{3}$ ;  $\eta_{\max} = 0,385$ .

В результате значительная часть мощности насоса расходуется неэффективно и переходит в тепловую энергию, способствуя разогреву жидкости. Потери мощности в предохранительном клапане

$$\Delta N_k = (Q_n - Q_f) p_k,$$

в дросселе

$$\Delta N_f = Q_f \Delta p.$$

Если необходимо обеспечить управление скоростью гидродвигателя в режиме торможения, то дроссель устанавливается на выходе (рис. 3.47, б). В режиме торможения груза при открытом предохранительном клапане ( $p_n = p_k \approx \text{const}$ )

$$p_n A_1 \pm F_c = p_2 A_2; \quad Q_2 = u_n A_2 = K_f X_f \sqrt{\frac{p_k A_1}{A_2} \pm \frac{F_c}{A_2}}$$

Таким образом, дроссель на выходе позволяет управлять скоростью гидродвигателя как в двигательном, так и в тормозном режимах. Для управления скоростью опускания грузов применяют тормозные

клапаны с гидравлическим управлением. В схеме, приведенной на рис. 3.48, тормозной клапан установлен в линии слива гидромотора лебедки крана для ограничения частоты вращения барабана:

$$n_m = Q_n \eta_0^m / V_0^m.$$

Если груз опускается быстрее, чем позволяет расход насоса, то давление в напорной линии гидромотора уменьшается и пружина смещает золотник клапана в сторону уменьшения проходного сечения, увеличивая сопротивление на сливе и ограничивая скорость опускания груза. Для удержания груза при закрытом распределителе или в аварийном случае при обрыве трубопровода использован механический тормоз с размыканием цилиндром, управляемым клапаном "или".

Для повышения жесткости выходной характеристики привода с дроссельным регулированием необходимо, чтобы расход через дроссель  $Q_f$  не зависел от перепада давления.

Для этого обеспечивают режим постоянного перепада давления на дросселе:  $\Delta p = \text{const}$ , устанавливая последовательно с щелевым дросселем клапан постоянного перепада давления (рис. 3.49), проходное сечение которого зависит от  $\Delta p$ .

Например, при увеличении сопротивления  $F_c$  увеличивается давление  $p_1 = F_c / A_1$ .

Чтобы расход через дроссель  $Q_f$ , а, следовательно, и скорость гидродвигателя  $u = Q_f / A_1$  не изменились, необходимо, чтобы давление  $p_f$  тоже увеличилось, т. е. должен уменьшиться перепад давлений  $(p_n - p_f)$ . Это изменение обеспечивает регулирующий золотник,

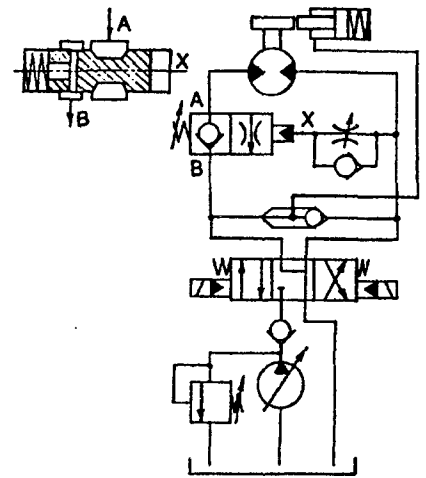


Рис. 3.48. Схема установки тормозного клапана

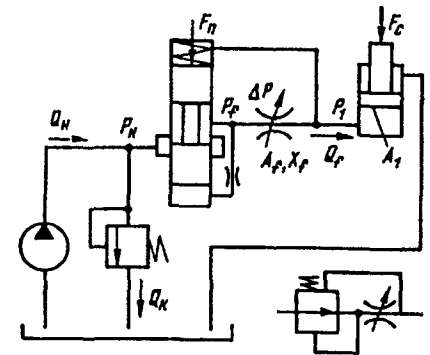


Рис. 3.49. Схема, иллюстрирующая принцип действия регулятора потока

который под действием изменившейся разности давлений  $(p_f - p_1)$  и усилия пружины  $F_n$  будет перемещаться вниз, увеличивая проходное сечение клапана до тех пор, пока не будет выполнено условие:  $(p_f - p_1)A_y = F_n$ . При небольших перемещениях усилие пружины изменяется незначительно, поэтому условие  $\Delta p = (p_x - p_1) \approx \text{const}$  выполняется и расход поддерживается приблизительно на одном уровне. При изменении проходного сечения дросселя расход изменяется. Для устойчивой работы регулятора необходимо, чтобы перепад давления на дросселе превышал 0,5—1,0 МПа.

Гидравлический аппарат, включающий дроссель и клапан постоянной разности давлений, называется *регулятором расхода*. Регуляторы расхода в гидравлических схемах могут устанавливаться там же, где и дроссели.

Для приводов, работающих в режимах подъема и опускания грузов, разгона и остановки больших масс и при реверсивных нагрузках, наиболее эффективна комбинированная схема с дросселированием на входе и выходе. Однако при этом существенно усложняется управление, так как необходимо по определенному алгоритму управлять настройкой двух дросселей и переключением распределителя. Оказалось достаточным регулировать дроссели синхронно, исходя из условия  $A_{f1} = A_{f2}$  (или  $A_{f1} = 2A_{f2}$  для дифференциальных цилиндров). Этот принцип реализуется в дросселирующих распределителях.

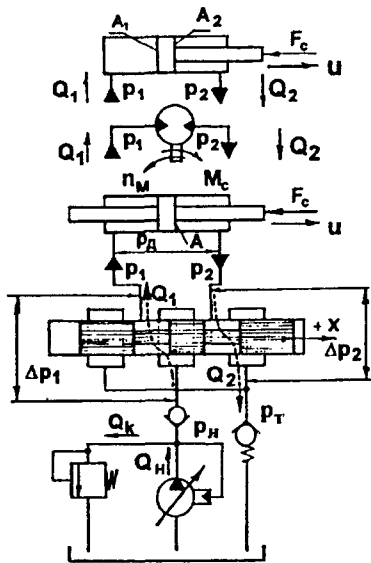


Рис. 3.50. Расчетная схема привода с дросселирующим распределителем

Основные параметры и характеристики дросселирующих распределителей. Дросселирующий распределитель является основным звеном систем управления программных и следящих гидроприводов. Он изменяет расход и направление потока жидкости одновременно в двух линиях. В результате движение рабочего органа происходит в направлении, определенном полярностью управляющего сигнала и со скоростью, пропорциональной его величине и зависящей от перепада давления на дросселирующих окнах на входе и выходе гидродвигателя. Одновременное дросселирование на входе и выходе, в результате которого гидродвигатель находится под действием двух давлений, обеспечивает надежное управление ускорением и торможением механизма.

Таблица 3.7. Режимы нагружения привода с четырехкромочным дросселирующим распределением

Параметры привода	Режим			
	двигательный		тормозной	
X	+	-	+	-
F <sub>ст</sub> или M <sub>ст</sub>	+	-	-	+
Y или φ	+	-	+	-

Основным элементом распределителей, рассчитанных на управление гидродвигателями большой мощности, является дросселирующий четырехкромочный золотник, который может занимать в пределах рабочего хода любую промежуточную позицию и изменять проходное сечение окна.

Расчетная схема управления приводом с использованием дросселирующего распределителя приведена на рис. 3.50. Если принять за положительные указанные на расчетной схеме направления: перемещения золотника X, силы F<sub>c</sub> или момента M<sub>c</sub>, расходов Q и направления движения Y или φ, то режимы работы привода будут соответствовать данным табл. 3.7. Нагрузка F<sub>c</sub> или M<sub>c</sub> определяет перепад давлений на гидроцилиндре

$$p_1 A_1 - p_2 A_2 = F_c$$

или моторе

$$(p_1 - p_2) \frac{V_0^M}{2\pi} = M_c$$

Тогда

$$Q_1 = \mu A_{f1} \sqrt{\frac{2(p_n - p_1)}{\rho}} = K_{f1} X_f \sqrt{2(p_n - p_1)} = K_{f1} X_f \sqrt{2\Delta p_1},$$

$$Q_2 = K_{f2} X_f \sqrt{2(p_2 - p_T)} = K_{f2} X_f \sqrt{2\Delta p_2},$$

где  $p_n$  — давление, определяемое настройкой предохранительного клапана;  $p_T$  — давление в линии слива, поддерживаемое подпорным клапаном.

Для двухштокового цилиндра или гидромотора принимаем

$$K_{f1} = K_{f2} = K_f; (p_1 - p_2) = p_d; (p_n - p_T) = p_p; Q_1 = Q_2 = Q.$$

Из совместного рассмотрения уравнений для напорной и сливной линий можно получить выражения для параметров привода с дросселирующим распределителем:

$$Q = K_f X_f \sqrt{(p_p - p_R)}; u = Y = \frac{Q}{A} = \frac{K_f X_f}{A} \sqrt{p_p - \frac{F_c}{A}}$$

или

$$n_m = \frac{K_f X_f}{V_0^m} \sqrt{p_p - \frac{2\pi M_c}{V_0^m}}$$

Характеристики привода удобно представлять в относительных координатах (рис. 3.51, а, б, в):

$$\bar{X} = X_f / X_f^{\max}; \quad \bar{Q} = Q / Q_n; \quad \bar{p} = p_d / p_p.$$

Тогда

$$\bar{Q} = \bar{X} \sqrt{1 - \bar{p}}.$$

Для определения режима, при котором мощность привода наибольшая, находится экстремум мощности  $N$  как функции относительного давления  $p$ :

$$N = Q p_d = Q \bar{p} p_p = K_f X_f \sqrt{p_p^3} \sqrt{(p^{-2} - p^{-3})};$$

$$\frac{\partial N}{\partial p} = K_f X_f \sqrt{p_p^3} \frac{0,5p}{\sqrt{p^{-2} - p^{-3}}} (2 - 3\bar{p}) = 0. \text{ При } X_f = X_f^{\max}; \quad \bar{p} = 2/3.$$

Таким образом, максимальная выходная мощность привода достигается при  $p_d = \frac{2}{3} p_p$  (рис. 3.51, з). При известных параметрах насоса и гидроцилиндра или гидромотора это соответствует нагрузке:

$$F_c = \frac{2}{3} p_p A \text{ или } M_c = \frac{2}{3} \frac{p_p V_0^m}{2\pi}.$$

Для режима наибольшей мощности относительный расход

$$\bar{Q} = \bar{X} \sqrt{1 - \bar{p}} = \frac{\bar{X}}{\sqrt{3}} \text{ при } X_f = X_f^{\max} \text{ и } \bar{Q} = \frac{1}{\sqrt{3}}.$$

В этом режиме скорость гидродвигателя

$$u = \frac{u_{\max}}{\sqrt{3}} = \frac{Q_n}{A\sqrt{3}} \text{ или } n_m = \frac{Q_n}{V_0^m \sqrt{3}}.$$

При мощности насоса  $N_n = Q_n p_n \approx Q_n p_p$  КПД привода с дросселирующим распределителем

$$\eta = \frac{N}{N_n} = \frac{K_f X_f p_d \sqrt{p_p - p_d}}{p_p Q_n} = \bar{p} \bar{Q}.$$

Если выбирать насос, исходя из скорости движения иенагруженно гидродвигателя при  $x = x_{\max}$ , то

$$Q_n = K_f X_f^{\max} \sqrt{p_p} \text{ и } \eta = \bar{x} \bar{p} \sqrt{1 - \bar{p}}.$$

Для режима наибольшей мощности при  $\bar{p} = 2/3$  и  $\bar{x} = 1$ :  $\eta = 0,385$ . Фактический КПД привода с учетом механических, гидравлических и объемных потерь в агрегатах и трубопроводах будет ниже.

Для повышения эффективности привода с дросселирующим распределителем принципиально возможно:

применение насоса переменной производительности с регулятором давления или нерегулируемого насоса с клапаном холостого хода и гидропневмоаккумулятором, обеспечивающих поддержание постоянного давления  $p_n \approx p_p = \text{const}$  при изменяющемся расходе потребителя при соблюдении условия:  $Q_n = Q$ ;

введение обратной связи по скорости гидродвигателя, обеспечивающей изменение дросселирования таким образом, чтобы независимо от нагрузки гидродвигателя выполнялось условие:  $u = u_{\max}$ .

Схемы с ограничением расхода насосной группы позволяют теоретически обеспечить  $\bar{Q} = 1$ , при этом  $\eta = \bar{p}$ . В режиме наибольшей мощности при  $\bar{p} = 2/3$ , КПД привода в этом случае  $\eta \approx 0,67$ .

Схемы с изменением дросселирования позволяют более эффективно использовать давление насоса при наибольшей нагрузке и при

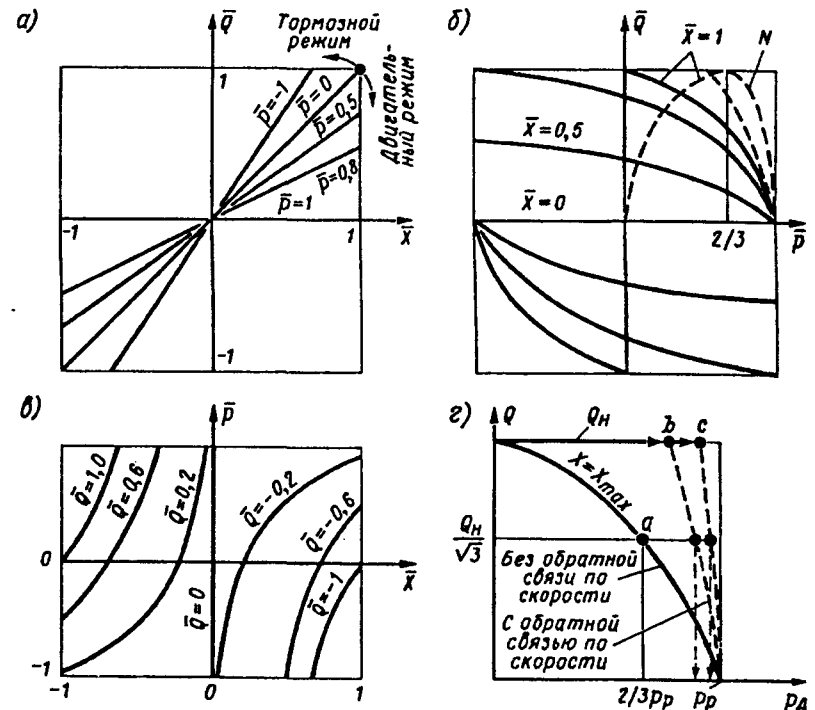


Рис. 3.51. Статические характеристики привода с дросселирующим распределителем

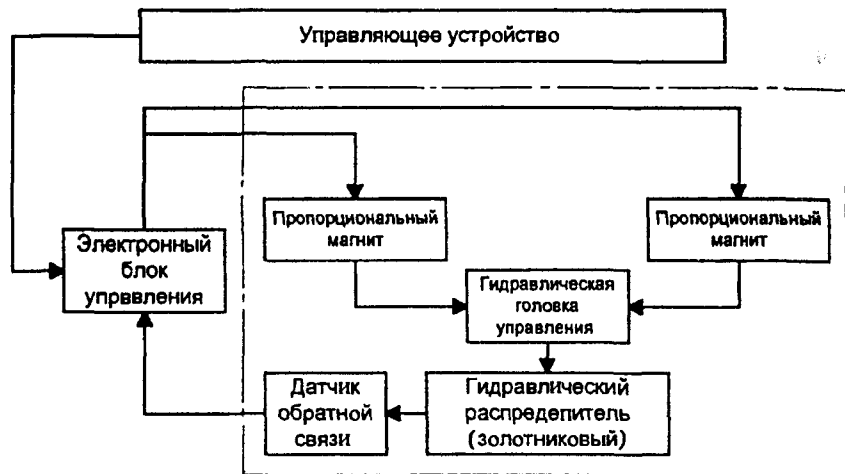


Рис. 3.52. Структурная схема дросселирующего распределителя с пропорциональным электрогидравлическим управлением

сохранении скорости  $\bar{p} \Rightarrow 1$ , при этом  $\eta = \bar{Q}$ . Комбинированное управление позволяет теоретически достигнуть  $\eta = 1$  при  $p_d = p_p$  и  $Q = Q_n$ .

Для дифференциальных гидроцилиндров полученные характеристики будут точными, если применить распределитель с разными параметрами окон так, чтобы  $K_{J1} = 2K_{J2}$ . В противном случае при  $K_{J1} = K_{J2}$  и  $A_1 = 2A_2$ ,  $\Delta p_1 = 4\Delta p_2$ . Если при торможении больших масс потребуется создание противодействия, превышающего 1/4 рабочего, то в напорной линии  $A_1$  возможен разрыв потока. В этом случае необходимо: применять распределитель с разными параметрами окон так, чтобы  $K_{J1} = 2K_{J2}$ ; устанавливать дополнительный тормозной клапан; использовать схему дифференциального подключения гидроцилиндра.

Пропорциональные дросселирующие распределители с электрическим управлением. Пропорциональные четырехкромочные золотниковые распределители управляются в различных системах от механических копиров, вручную, электродвигателями непрерывного действия или шаговыми через передачу "винт-гайка", гидравлическими сигналами и электромагнитами.

Распределители с электромагнитным пропорциональным управлением позволяют сочетать гибкость электронных и микропроцессорных систем управления с быстродействием и большой мощностью гидравлического привода. Регулируемые по силе или по подъему пропорциональные электромагниты создают пропорциональное току усилие или независимое от усилия пропорциональное перемещение.

Для небольших распределителей возможно непосредственное управление золотником от электромагнита. Для распределителей с условным диаметром  $d_y > 10$  мм необходима двухступенчатая схема, обеспечивающая большие перестановочные усилия. Двухступенчатые распределители имеют основной золотник с пружинным центрированием, управляемый по перепаду давления, подводимого к торцевым поверхностям от гидравлической головки управления (рис. 3.52). В качестве управляющих элементов используются пропорциональные редукционные клапаны или дроссели типа "сопло-заслонка", управляемые пропорциональными магнитами. В комплект пропорционального распределителя входит электронный блок, который стабилизирует ток управления независимо от нагрева обмоток магнита и изменения напряжения питания, определяет пропорциональную зависимость тока магнита от входного сигнала управления, согласует параметры усилителя с маломощными устройствами и ЧПУ, формирует линейно нарастающий до заданного уровня сигнал за время 1—5 с, создает осцилляцию с частотой 200 Гц с регулируемой амплитудой для уменьшения влияния облитерации.

Рассмотрим схему распределителя с редукционными клапанами (рис. 3.53). При подаче сигнала, например на левый магнит 1, вспомогательный поршень 2 движется вправо и соединяет линию управления X с полостью левой пружины основного золотника 4 и одновременно перекрывает разгрузочный канал. Давление управления, создаваемое сопротивлением сжимаемой центрирующей пружины 3, смещает золотник вправо на величину, пропорциональную давлению. Одновременно давление управления действует на управляющий поршень 2 и уравнивает усилие магнита, закрывая линию давления X. Устанавливается равновесное состояние, при котором перемещение основного золотника пропорционально электрическому сигналу.

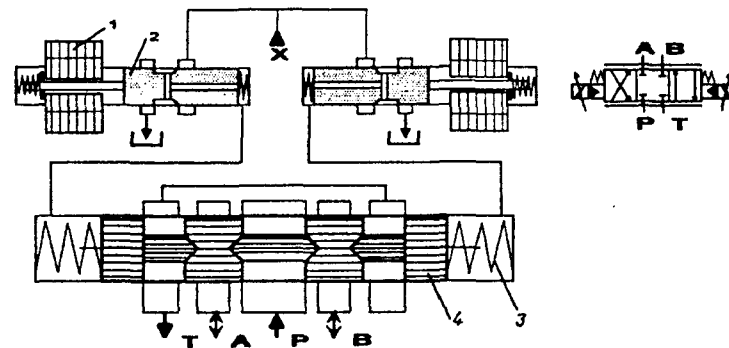


Рис. 3.53. Схема пропорционального двухступенчатого распределителя с редукционными клапанами



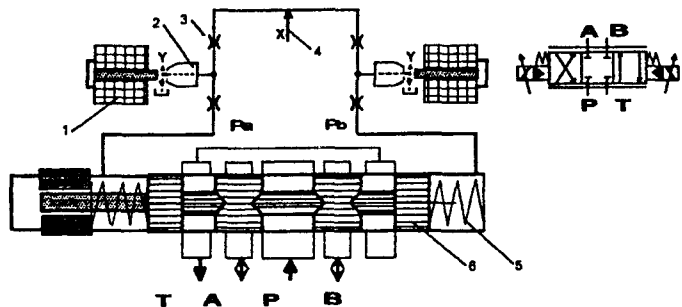


Рис. 3.54. Схема пропорционального распределителя с управляющими элементами типа "сопло-заслонка"

В двухступенчатом распределителе (рис. 3.54) два элемента типа "сопло-заслонка" с нерегулируемыми дросселями 3 изменяют перепад давления ( $p_a - p_b$ ) в управляющих подводах к торцевым поверхностям золотника 6 с центрирующими пружинами 5. Управляющий элемент типа "сопло-заслонка" представляет собой регулируемый дроссель 2, проходное сечение которого изменяется пропорциональным магнитом 1. Повышение точности и быстродействия распределителя достигается установкой датчика положения и введением обратной связи по перемещению золотника. Система управления питается от источника постоянного давления 4.

Основными параметрами, влияющими на выбор пропорционального дросселирующего распределителя, являются: его пропускная способность  $Q_n$  при номинальном перепаде давлений  $p_n$ ; максимальное рабочее давление; точность отработки сигнала; динамические характеристики.

Расходная характеристика дросселирующего распределителя (рис. 3.55, а) определяется сигналом управления и потерей давления  $p_v$  на дросселирующих окнах распределителя. Фактическая пропускная способность определяется по номинальным значениям расхода  $Q_n$  (рис. 3.55, б)

$$Q_v = Q_n \sqrt{\frac{p_v}{p_n}}$$

где  $p_v = \Delta p_1 + \Delta p_2 = p_p - p_d = p_n - \Delta p - p_d - p_r$ ,  $p_p$  — расчетное давление на распределителе с учетом потерь давления в трубопроводах  $\Delta p$  и на подпорном клапане  $p_r$ ;  $p_d$  — перепад давления на гидродвигателе, определяемый нагрузкой в режимах разгона, установившегося движения и торможения привода.

При выборе распределителя необходимо оптимально использовать его диапазон регулирования, примерно равный для распределителей без обратной связи 1:20, с обратной связью по перемещению золотника — 1:100.

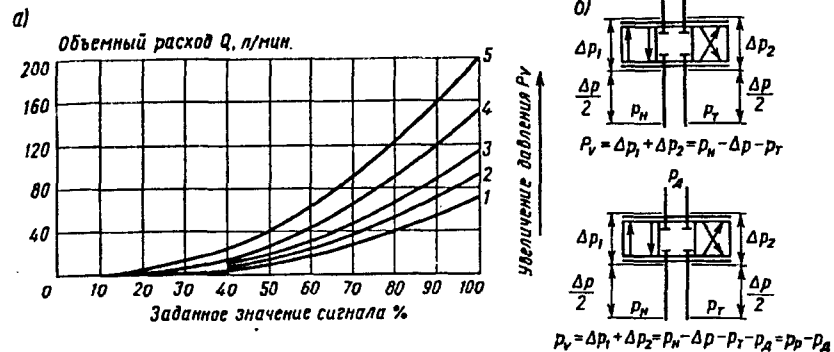


Рис. 3.55. Расходная характеристика дросселирующего распределителя

Точность распределителя характеризуется чувствительностью, зоной разбросов значений и гистерезисом, которые определяют повторяемость установок при заданном сигнале управления. Для пропорциональных распределителей точность повторений составляет примерно 3%, гистерезис 3—6%.

Динамические свойства распределителя характеризуются реакцией на ступенчатое изменение электрического сигнала управления. На рис. 3.56 приведены примерные переходные характеристики пропорционального распределителя при различном уровне сигнала управления. Переход с одного уровня на другой осуществляется без колебаний и перерегулирования за относительно небольшое время по отношению к реальному времени процессов разгона-торможения исполнительных механизмов, что свидетельствует о хороших динамических характеристиках и высоком быстродействии распределителя.

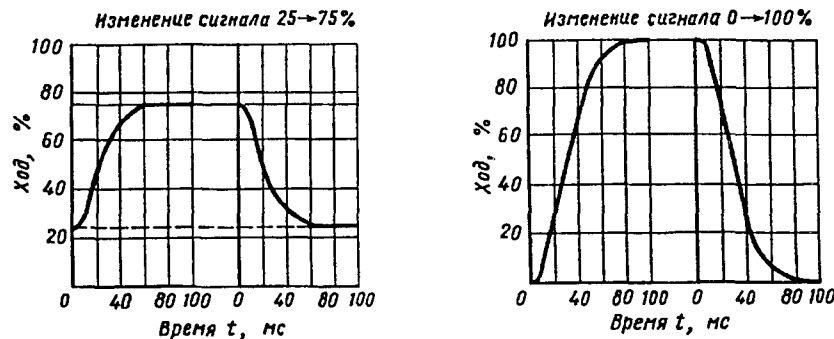


Рис. 3.56. Переходная характеристика пропорционального распределителя с электрогидравлическим управлением

**Электрогидравлические усилители.** Электрогидравлические усилители или сервоклапаны относятся к электроуправляемым дроселирующим распределителям, отличаются высокой точностью и большим коэффициентом усиления. Они используются чаще всего для управления гидродвигателями в следящих системах регулирования с обратными связями по скорости и перемещению.

Для повышения коэффициента усиления электрогидравлические усилители обычно имеют два, а в системах с особо высокой мощностью — три ступени усиления. Первая ступень обычно состоит из электромеханического преобразователя 1 и распределителя типа "сопло-заслонка" (рис. 3.57). Электромеханический преобразователь состоит из постоянного магнита, катушек и якоря с заслонкой. Якорь и заслонка образуют единый блок, который крепится к тонкой упругой трубке 2. Эта трубка служит также для отделения электрической части от гидравлической. Момент силы, изгибающий трубку и поворачивающий заслонку, пропорционален току управления. Заслонка 3 и сопла 4 образуют два регулируемых дросселя. Перемещение заслонки одновременно увеличивает проходное сечение одного дросселя и уменьшает сопротивление другого, при этом пропорционально электрическому сигналу изменяется разность давлений управления второй ступенью ( $p_a - p_b$ ). Отсутствие трения определяет малый гистерезис и хорошую повторяемость установок. Вторая ступень представляет собой золотник, который перемещается в корпусе под действием перепада давлений ( $p_a - p_b$ ). Для точного позиционирования золотника вводится механическая, гидравлическая или электрическая обратная связь.

В сервоклапанах с механической обратной связью в результате перемещения золотника 6 деформируется пружина обратной связи 5, скрепленная с якорем. Движение золотника закончится, когда установится равновесие между крутящим моментом пружины и моментом двигателя. В этом состоянии узел "сопло-заслонка" находится приблизительно в среднем положении, а перемещение золотника пропорционально входному сигналу.

В распределителях с электрическими обратными связями датчик положения 7 замеряет положение золотника 6 (рис. 3.58). Измеренное значение  $U_d$  передается позиционному регулятору 5,

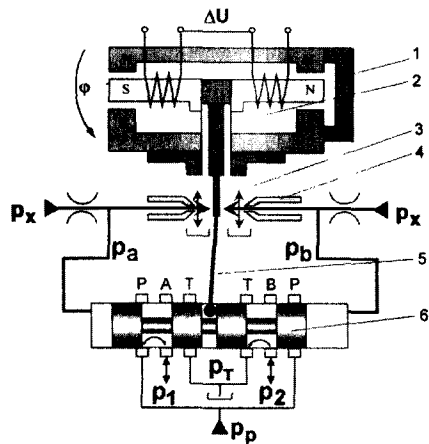


Рис. 3.57. Схема электрогидравлического усилителя с механической обратной связью

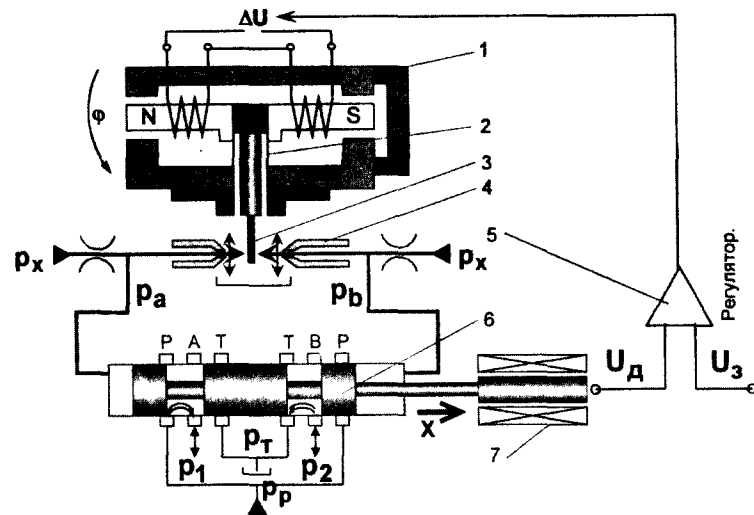


Рис. 3.58. Схема электрогидравлического усилителя с электрической обратной связью где оно сравнивается с заданным значением  $U_3$ . Регулятор управляет моментным двигателем 1 так, чтобы фактическое перемещение золотника стало равным заданному. Остальные позиции совпадают с позициями, описанными на рис. 3.57.

Фактический расход зависит от перепада давления на золотнике и определяется расходной характеристикой:

$$Q = K_f X_f \sqrt{p_v}$$

где  $X_f$  — значение сигнала;  $p_v$  — потери на управляющей кромке.

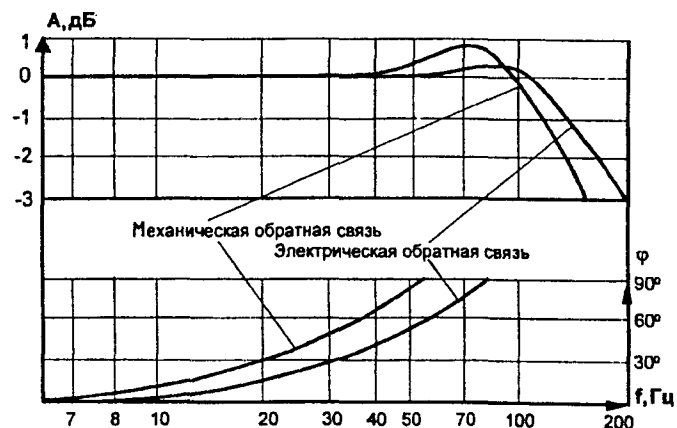


Рис. 3.59. Амплитудно-частотная и фазочастотная характеристики электрогидравлического усилителя

Если для создания усилия на гидродвигателе необходим перепад давления  $p_d$ , то

$$p_v = p_p - p_d = p_n - p_d - \Delta p, \quad Q = K_f X_f \sqrt{(p_p - p_d)}.$$

При ненагруженном двигателе  $p_d = 0$  и расход наибольший. При заблокированном двигателе давление  $p_p$  подводится к двигателю, но расход  $Q = 0$ .

Динамические свойства электроуправляемых дросселирующих распределителей наиболее полно характеризуются частотными характеристиками. Амплитудно-частотная характеристика отражает соотношение между амплитудой изменения выходной величины (в данном случае проходного сечения дросселирующего золотника  $A_f$ ) и амплитудой входного электрического сигнала управления  $X_e$

$$A = 20 \log \frac{A_f}{X_e} \quad \text{или} \quad \frac{A_f}{X_e} = 10^{\left(\frac{A}{20}\right)}.$$

Фазочастотная характеристика определяет запаздывание выходного сигнала — перемещение золотника по отношению к сигналу управления (рис. 3.59).

Динамическая характеристика зависит от конструкции, вида обратной связи, расхода и давления в гидросистеме. Расширению частотного диапазона и, следовательно, повышению быстродействия способствует применение электрической обратной связи, увеличение давления в системе и уменьшение расхода жидкости.

Амплитудно-частотные характеристики электрогидравлических усилителей имеют частоту при сдвиге  $90^\circ$  по фазе от 40 до 220 Гц в зависимости от их типа и типоразмера, что позволяет практически без ограничения применять их для управления быстродействующими приводами манипуляторов любого назначения.

### 3.4. Основы проектирования объемных гидравлических приводов

Проектирование объемного гидравлического привода включает следующие этапы: составление кинематической и принципиальной гидравлической схем привода, обеспечивающих выполнение необходимых операций технологического процесса; расчет основных параметров привода, выбор гидроагрегатов и контрольно-регулирующей аппаратуры; разработку схемы гидравлических соединений, проектирование узлов и деталей специального назначения и механических элементов привода; определение требований к управляющим системам.

Выработаны следующие требования и типовые решения для гидравлических схем приводов.

1. Система должна быть защищена от превышения допустимого давления, для чего необходимо:

в напорной линии насоса установить предохранительный клапан, настроенный на давление:

$$p_k = (1,2 - 1,6) [p_n] \leq [p_{\max}],$$

где  $[p_n]$ ,  $[p_{\max}]$  — номинальное и максимально допустимое давление для гидроаппаратов и трубопроводов;

установить перепускные или предохранительные клапаны непосредственно на гидродвигателе в следующих случаях: в закрытых гидросистемах, при торможении больших инерционных масс, при значительных реактивных нагрузках, при длине трубопровода от насоса до гидродвигателя более 15 м;

учесть возможность мультипликации давления в запертой (дросселем, гидрозамком, распределителем и т. д.) линии слива со стороны штока дифференциального цилиндра.

2. Необходимо предотвращать возможность разрыва потока жидкости в гидросистеме и возникновения кавитации:

во всасывающей линии насоса — путем правильного проектирования бака и всасывающей линии, поддержания необходимого уровня жидкости в баке, выбора соответствующей условиям эксплуатации рабочей жидкости и снижения ее вязкости подогревом при запуске насоса при низких температурах;

при торможении гидродвигателя перепускными клапанами или при безнасосном опускании рабочих органов — установкой подпильных обратных клапанов;

при работе гидродвигателя с попутной нагрузкой следует ограничивать скорость движения по производительности насоса торможением дросселем на сливной линии или тормозным клапаном с гидравлическим управлением.

3. Должна быть исключена возможность самопроизвольного перемещения рабочих органов под действием внешних нагрузок из-за утечек рабочей жидкости и при обрыве трубопроводов:

в системах с гидроцилиндрами — постановкой управляемых обратных клапанов (гидравлических замков);

в системах с гидромоторами — механическими тормозными устройствами с пружинным замыканием с зависимым или независимым управлением;

механическими стопорными устройствами, управляемыми отдельным гидродвигателем.

4. Гидравлические системы должны быть оборудованы фильтрами для устранения загрязнений, манометрами или датчиками давления,

датчиками температуры и кондиционерами рабочей жидкости для поддержания оптимальной температуры, датчиками уровня рабочей жидкости в баке, устройствами для выпуска воздуха из мест возможного его скопления.

Гидравлические приводы можно классифицировать по следующим основным признакам, определяющим функциональные возможности проектируемой гидросистемы:

*по способу регулирования параметров:*

простые системы с нерегулируемыми насосами, постоянным расходом насосной группы и нерегулируемой скоростью гидромотора или гидроцилиндра;

схемы с нерегулируемыми насосами и регулируемой частотой вращения вала насоса;

схемы со ступенчатым регулированием скорости гидродвигателя за счет изменения числа параллельно подключаемых насосов или гидродвигателей;

схемы с регулируемым насосом с разомкнутой системой управления рабочим объемом в зависимости от времени;

схемы с автоматическим регулированием рабочего объема (приводы с насосом, снабженным регулятором мощности; приводы с насосом, снабженным регулятором давления; схемы с регулируемым насосом и регулируемым гидромотором с гидравлическим регулятором рабочего объема гидромотора по давлению в гидросистеме);

схемы с дроссельным регулированием (с щелевым регулируемым дросселем на входе, выходе или установленным параллельно гидродвигателю, с регулятором потока на входе, выходе или установленным параллельно гидродвигателю, схемы с дросселирующим распределителем, схемы с дросселирующим распределителем и с клапаном постоянной разности давлений, схемы с дросселирующим распределителем и с внутренней обратной связью по перемещению, с внешней обратной связью — механической или электрической по перемещению или по перемещению и скорости);

*по связи с гидробаком:*

схемы с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости (открытые), предусматривающие вывод всасывающей и сливной магистралей в гидробак и обладающие следующими свойствами: допустимы любые схемы регулирования параметров; применяются все типы гидродвигателей; используются для индивидуального и группового питания гидродвигателей; обеспечивают хороший теплоотвод и очистку жидкости; имеют относительно низкую стоимость; используют самовсасывающие насосы; имеют одностороннюю жесткость, поэтому торможение при попутных нагрузках возможно только на основе дросселирования на сливе; необходимы баки большой емкости;

схемы с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости, предусматривающие возвращение части жидкости из гидродвигателя в насос, ха-

рактеризующиеся следующими свойствами: привод обладает двусторонней жесткостью и дает возможность осуществить торможение двигателем при попутной нагрузке (аналогично механической трансмиссии); изменение направления движения и регулирование скорости при разгоне и торможении гидродвигателя производится бесступенчато регулируемым реверсивным насосом; схема питания гидродвигателей индивидуальная; можно использовать только гидромоторы или симметричные двухштоковые цилиндры; для подпитки и обмена жидкости с баком используется вспомогательный насос с переливным клапаном, настроенным на давление примерно 0,1 МПа, что позволяет увеличить частоту вращения вала насоса без возникновения кавитации; гидробак имеет минимальный объем, поэтому для отвода тепла необходимо устанавливать теплообменник; расширяется возможность применения привода в условиях низких температур;

*по режиму работы насоса при отключенных гидродвигателях:*

схемы разгруженные с переключением насоса в режим холостого хода при выключении гидродвигателей;

схемы неразгруженные, в которых насос для повышения быстродействия при включении гидродвигателя продолжает создавать номинальное давление в гидросистеме при отключенных потребителях;

*по способу распределения потоков жидкости:*

однопоточные схемы (с индивидуальным питанием гидродвигателей, с групповым питанием при параллельном подключении гидрораспределителей к насосу, с групповым питанием при последовательном подключении гидрораспределителей к насосу);

многопоточные схемы (без объединения потоков; с объединением потоков для увеличения скорости отдельных гидродвигателей);

*по способу соединения гидродвигателей:*

схемы с последовательным присоединением гидродвигателей к насосу, позволяющие совмещать операции (при этом скорости гидродвигателей взаимосвязаны, а давление на насосе определяется суммой перепадов давления на гидродвигателях);

схемы с параллельным соединением гидродвигателей с насосом, обладающие при работе на одного потребителя свойствами гидравлического дифференциала (усилия гидродвигателей равны, а общее усилие равно их сумме).

Для повторяющихся технических задач разработаны типовые решения. Так, схема, приведенная на рис. 3.60 предназначена для привода механизмов с большими инерционными массами при нагрузках, изменяющихся по величине и направлению, например, механизма поворота манипулятора. Насосная группа выполнена по схеме с подпиткой. Насос переменной производительности имеет регулятор, поддерживающий в системе постоянное давление при изменении расхода гидросистемы. Реверсирование направления движения и управление

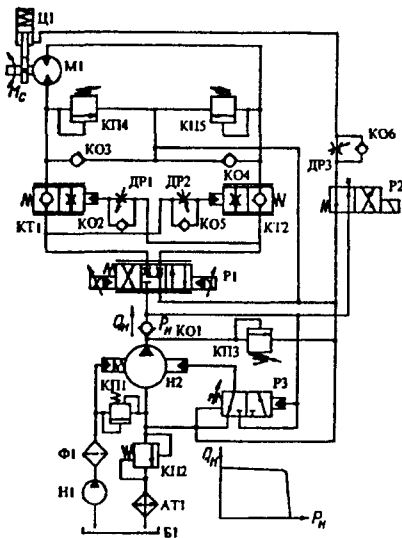


Рис. 3.60. Пример схемы гидропривода. Механизм поворота с дроселирующим пропорциональным распределителем

нии клапана жидкость перепускается на вход мотора. При этом за счет дроселирования в клапане создается тормозной момент и кинетическая энергия привода преобразуется в тепловую. Для компенсации утечек в этом режиме и предотвращения кавитации установлены подпиточные клапаны, связывающие подводящие линии гидромотора с системой подпитки.

Для удержания механизма в любой позиции предусмотрен гидравлически отпускаемый тормоз с пружинным замыканием и с управлением от отдельного распределителя.

Гидравлические приводы манипуляторов и механизмов с точным позиционированием исполнительных органов. При управлении приводом манипуляторов различного назначения необходимо обеспечить движение исполнительного механизма с необходимой скоростью, зависящей от заданного времени цикла, остановку его в определенной позиции в пределах допустимых отклонений или точное воспроизведение заданной траектории. Для управления сложными механизмами с остановкой в заданной позиции используют следующие виды приводов:

гидравлические позиционные приводы с цикловыми системами управления и позиционированием по жестким упорам и концевым выключателям, которые можно подразделить на приводы с нерегулируемой скоростью движения, со ступенчатым регулированием скорости, с пропорциональным регулированием скорости дроселирующим распределителем;

процессами разгона и торможения осуществляется электрогидравлическим дроселирующим распределителем.

Для ограничения скорости движения гидродвигателя в тормозных режимах при большом открытии распределителя и предотвращения разрыва потока в подводящей линии при расходе гидродвигателя, превышающем расход распределителя, в систему включены тормозные клапаны.

Перепускные клапаны гидродвигателя предназначены для ограничения максимального давления и, следовательно, максимального ускорения, в том числе при резком перекрытии распределителя, при котором гидромотор под действием сил инерции масс привода работает в режиме насоса, сжимая рабочую жидкость в выходной линии. При срабатыва-

электрогидравлические замкнутые следящие приводы с контролем отработки заданного перемещения исполнительным двигателем с помощью датчиков обратной связи по скорости, ускорению и перемещению. Следящие приводы по способу регулирования скорости выполняются с объемным или дросельным регулированием от источников постоянного давления. В качестве управляющих элементов в таких приводах используют пропорциональные распределители и сервоклапаны, электрогидравлические комплекты следящие приводы, маломощные электродвигатели постоянного тока в сочетании с гидравлическими усилителями крутящего момента;

электрогидравлические шаговые приводы с шаговыми электродвигателями малой мощности в качестве управляющих элементов и гидравлическими усилителями крутящего момента с внутренними механическими обратными связями, обеспечивающими отработку управляющих сигналов;

широкодиапазонные цифровые электрогидравлические приводы с электрическими обратными связями по перемещению исполнительного механизма, в которых скорость гидродвигателя регулируется дроселирующим золотником, перемещаемым шаговым электродвигателем по командам ЧПУ.

Гидравлические позиционные и цикловые приводы. При остановке гидродвигателя у жесткого упора на ошибку позиционирования влияют только точность установки упора и упругие деформации элементов металлоконструкции манипулятора.

При движении больших инерционных масс  $m$  в момент удара об упор возникают динамические нагрузки, зависящие от скорости движения массы до удара. Без учета демпфирования их определяют из уравнения движения:

$$m\ddot{y} + cy = F,$$

где  $y$  — перемещение массы  $m$ ;  $c$  — приведенная жесткость конструкции и упора;  $F$  — наибольшее статическое усилие гидродвигателя:

$$F = p_{\max} A,$$

здесь  $p_{\max}$  — давление системы, определяемое настройкой предохранительного клапана.

Решением уравнения является зависимость:

$$y = \frac{u_0}{k} \sin(kt) + \frac{F}{c} (1 - \cos(kt)),$$

где  $u_0$  — скорость привода до удара;  $k$  — собственная частота колебаний системы:  $k = \sqrt{\frac{c}{m}}$ .

Наибольшая деформация упора и металлоконструкции манипулятора в момент удара определяют ошибку позиционирования:

$$\Delta y_{\max} = \frac{u_0}{k} + \frac{F}{c}$$

Наибольшая сила, действующая на упор и конструкцию манипулятора при остановке:

$$F_{\max} = c\Delta y_{\max} = u_0\sqrt{mc} + F$$

Для уменьшения нагрузок и упругих деформаций при перемещении больших масс необходимо снизить скорость манипулятора непосредственно перед остановкой у упора. В схеме, приведенной на рис. 3.61 для ступенчатого переключения скорости используется распределитель P1 и дроссель DP1, в схеме на рис. 3.60 — пропорциональный дросселирующий распределитель, задающий процесс замедления как линейную функцию времени.

Для сохранения позиции при отключенном приводе применяют механические тормозные или стопорные устройства с приводом от отдельного гидродвигателя (см. рис. 3.61). Для привода с гидроцилиндрами возможно применение гидрозамков.

Если для остановки манипулятора в промежуточной позиции используется концевой выключатель, то перемещение манипулятора S и точность позиционирования будут зависеть от скорости установившегося движения u и от замедления a, которое определяется вязкостью жидкости, приведенной массой груза и манипулятора, потерями на дросселирование жидкости, запаздыванием управляющего сигнала и

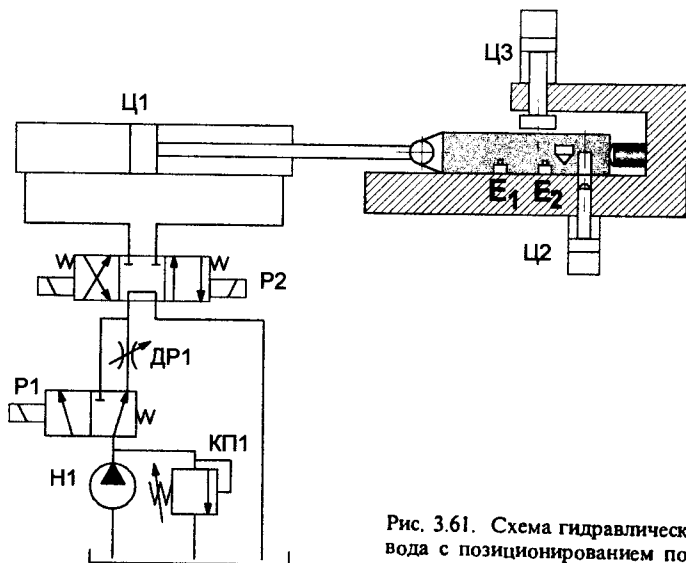


Рис. 3.61. Схема гидравлического привода с позиционированием по жесткому упору

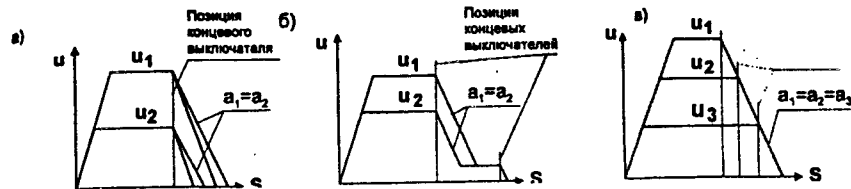


Рис. 3.62. Режимы позиционирования при разомкнутой системе управления

т. д. (рис. 3.62, а). Для повышения точности остановки необходимо предварительно значительно снизить скорость (рис. 3.62, б). В этом случае возможно, например, установить два концевых выключателя: первый для уменьшения скорости и второй — для полной остановки. Точность позиционирования достигается в этом случае за счет увеличения времени цикла. Наиболее эффективный режим торможения соответствует процессу, изображенному на рис. 3.62, в, при котором замедление будет наибольшим для любых начальных скоростей. Однако для этого необходимо изменить принцип управления, т. е. перейти от управления по времени к управлению по перемещению.

Электрогидравлические следящие приводы с электрическими обратными связями. Принципиальной особенностью следящих приводов является непрерывное измерение положения исполнительного звена манипулятора и сравнение его с заданным. В зависимости от отклонения измеренного положения от заданного положения формируется управляющее воздействие. На рис. 3.63 приведена схема следящего объемного гидропривода с дроссельным регулированием на основе применения электрогидравлического сервоклапана или пропорционального распределителя. Следящий гидропривод, принципиальная схема которого приведена на рис. 3.64, имеет насосную станцию, поддерживающую постоянное давление  $p_n$  в напорной линии. Пропорциональный электрогидравлический распределитель управляет гидрав-



Рис. 3.63. Структурная схема следящей системы управления позиционированием

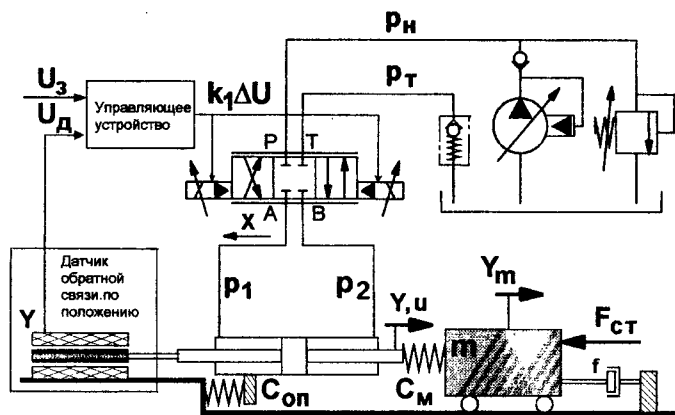


Рис. 3.64. Замкнутый контур управления с обратной связью по перемещению

лическим цилиндром привода звена манипулятора. Гидроцилиндр приводит в движение звено манипулятора с приведенной массой  $m$  и преодолевает при этом статическую силу сопротивления  $F_{ст}$  и силу вязкого сопротивления  $f\dot{u}_m$ , где  $\dot{u}_m$  — скорость звена манипулятора. Скорость движения штока цилиндра  $u$  зависит от сигнала на распределителе и от общего сопротивления движению.

Положение штока цилиндра  $Y$  измеряется датчиком обратной связи. Ошибка определения положения звена манипулятора  $Y_m$  зависит в этом случае от жесткости звена  $C_m$  и жесткости опоры цилиндра  $C_{оп}$ . В управляющем устройстве формируется сигнал управления распределителем  $k_1\Delta U$ , где  $\Delta U$  — отклонение измеренного положения звена манипулятора  $U_d$  от заданного положения  $U_3$ :  $\Delta U = (U_3 - U_d)$ . При достижении звеном заданной позиции  $\Delta U = 0$  распределитель полностью закрывается.

В качестве объекта управления может выступать в частном случае и реверсивный регулируемый насос в закрытой гидросистеме (см. рис. 3.46). В этом случае реализуется схема следящего привода с объемным регулированием, позволяющая управлять большими потоками мощности в следящем режиме при сохранении высокого КПД. При следящем управлении возможно изменять скорость по оптимальной зависимости и останавливать манипулятор в любой позиции с необходимой точностью. Если основным видом нагрузки является постоянная составляющая, то в схемах с дроссельным регулированием для уменьшения потерь, повышения жесткости механической характеристики и расширения диапазона регулирования привода вводится корректирующая обратная связь по скорости гидродвигателя (см. рис. 3.51, г). Управляющий сигнал системы уп-

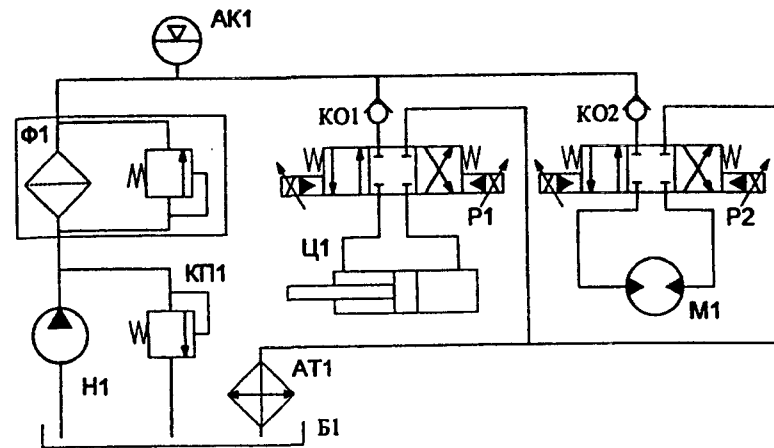


Рис. 3.65. Принципиальная схема группового привода с дросселирующими электрогидравлическими распределителями

равления формируется в этом случае в зависимости от перемещения  $y$  и скорости  $\dot{y} = u$ :

$$I = k_1 y + k_2 \dot{y}.$$

Если необходимо добиться высокого быстродействия привода, то дополнительно вводится обратная связь по фактическому ускорению:

$$I = k_1 y + k_2 \dot{y} + k_3 \ddot{y}.$$

В этом случае уменьшается амплитуда колебательных процессов в зоне резонанса и повышается устойчивость системы автоматического управления приводом.

Рассмотрим упрощенную принципиальную гидравлическую схему группового следящего привода нескольких гидродвигателей от одного насоса (рис. 3.65). Насос выбирается по суммарной производительности потребителей с учетом минимального расхода через предохранительный клапан. Для снижения потерь мощности в тепло наряду с введением обратной связи по скорости используют схему разгрузки насоса с клапаном холостого хода и аккумулятором (рис. 3.66, а). Клапан холостого хода обеспечивает свободный слив потока рабочей жидкости с выхода насоса в бак при достижении в аккумуляторе расчетного давления. Аккумулятор накапливает определенный запас жидкости под давлением и исключает резкие колебания давления при включении и отключении насоса и распределителей. При большой мощности применяется насос с регулятором давления (рис. 3.66, б). Эти схемы можно комбинировать.

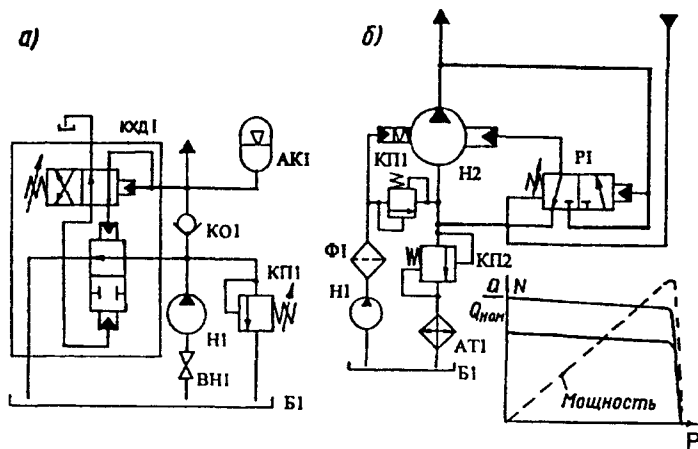


Рис. 3.66. Гидравлические схемы и характеристика насосных групп приводов манипуляторов

Для упрощения проектирования и изготовления механизмов со следящими приводами могут быть использованы поворотные и линейные комплекты электрогидравлические следящие приводы, содержащие гидродвигатель, дросселирующий гидрораспределитель с электроуправлением, вспомогательные гидроаппараты и датчики обратной связи, однако номенклатура этих гидроагрегатов весьма ограничена.

Электрогидравлические шаговые приводы. В электрогидравлических шаговых приводах для управления дросселирующим распределителем используется электрический шаговый двигатель с винтовой передачей. Для обеспечения пропорциональности перемещения шагового двигателя и гидродвигателя привод имеет внутреннюю механическую обратную связь по перемещению гидродвигателя.

В этой системе гидравлический привод выполняет функцию усилителя крутящего момента шагового двигателя. Электрические импульсы, подаваемые на шаговый двигатель, поворачивают его вал на угол, пропорциональный числу управляющих импульсов. Электродвигатель вращает гайку винтовой передачи и смещает винт и связанный с ним золотник, открывая окна дросселирующего распределителя.

В поворотном приводе (рис. 3.67, а) жидкость из напорной линии насоса поступает к гидромотору и вращает его выходной вал и связанный с ним дросселирующий золотник в ту же сторону. После поворота гидромотора на угол, заданный числом импульсов, распределитель возвращается в закрытое положение. В результате гидромотор повторяет с незначительной ошибкой перемещение управляющего электродвигателя, при этом величина перемещения задается числом импульсов, а скорость движения — частотой их следования.

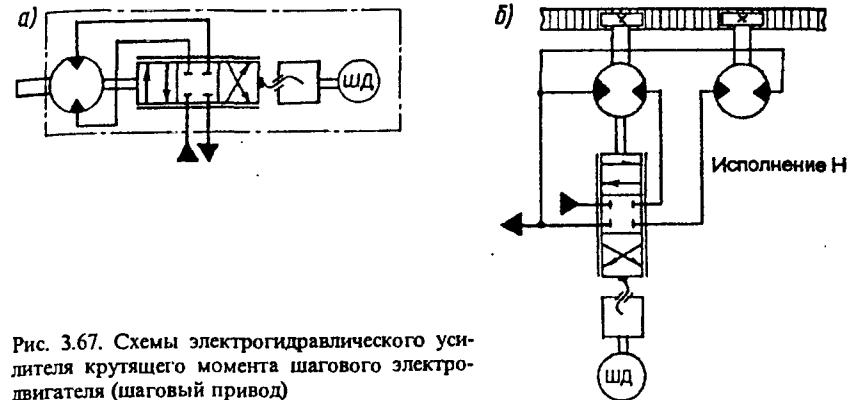


Рис. 3.67. Схемы электрогидравлического усилителя крутящего момента шагового электродвигателя (шаговый привод)

Приводы, выполненные по схеме, приведенной на рис. 3.67, б, отличаются наличием двух гидромоторов, которые стремятся вращаться в разные стороны, что обеспечивает выбор зазоров в зубчато-реечной передаче.

Линейные электрогидравлические шаговые приводы (рис. 3.68) состоят из шагового двигателя, перемещающего с помощью винтовой передачи дросселирующий золотник, гидроцилиндра и устройства, создающего механическую отрицательную обратную связь по перемещению штока. Движение поршня со штоком с помощью гайки, встроенной в шток, преобразуется в поворот винта, связанного зубчатой передачей со следящим золотником. В результате после перемещения штока на расстояние, пропорциональное числу поданных электрических импульсов, распределитель возвращается в среднее положение и перекрывает проход жидкости.

Электрогидравлические шаговые приводы обладают следующими преимуществами: можно исключить внешнюю обратную связь по перемещению исполнительного механизма; нет проблемы очень медленных перемещений; отсутствует накопленная ошибка в перемещении; проще решается проблема устойчивости и качества переходных процессов. В то же время необходимо учитывать, что на точность позиционирования влияют кинематические ошибки, люфты и упругие деформации, а при большой инерционности привода возможно значительное запаздывание в обработке управляющих сигналов.

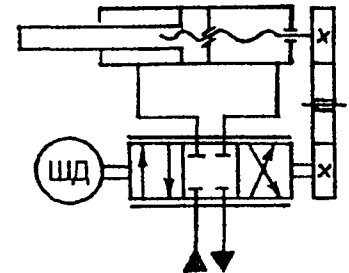


Рис. 3.68. Схема линейного электрогидравлического шагового привода



**Основы расчета параметров объемного гидравлического привода.** Расчет параметров и выходных характеристик гидропривода обычно выполняется в несколько этапов: приближенный расчет нагрузки и приведенных параметров привода, предварительный подбор основных гидравлических агрегатов и гидроаппаратуры; проверочный расчет статодинамических параметров и имитационное моделирование динамических характеристик привода и алгоритма системы управления для оценки качества переходных процессов при движении манипулятора; определение параметров системы управления приводом.

На начальной стадии проектирования точное определение нагрузок и сопротивлений движению невозможно, поскольку неизвестно фактическое распределение масс, действительный характер изменения скорости в переходных процессах, фактические потери энергии в гидравлических и механических элементах привода, механические и регулировочные характеристики привода и системы управления.

Сопротивление движению привода с гидроцилиндрами (рис. 3.69, а, б) определяется как сумма

$$F = F_n + F_{ст},$$

где  $F_n$  — усилие, необходимое для создания ускорения:  $F_n = ma$ ;  $F_{ст}$  — усилие, необходимое для преодоления статических сил сопротивления движению.

В общем случае

$$F_{ст} = F_G + F_p + F_{тр},$$

где  $F_G$  — составляющая сил тяжести, приведенная к штоку;  $F_p$  — усилие от технологического процесса;  $F_{тр}$  — составляющая сил трения.

Для предварительных расчетов принимают, что в процессе разгона и торможения ускорение привода  $a$  постоянно. Мощность гидравлического привода при разгоне:

$$N = (F_n + F_{ст})u/\eta,$$

где  $\eta$  — коэффициент полезного действия передаточного механизма.

Аналогично для привода с гидромоторами (рис. 3.69, в, г)

$$M = M_n + M_{ст}; \quad N = \frac{M\omega}{\eta},$$

где  $M_n$  — приведенный момент сил инерции:  $M_n = I\varepsilon$ ;

$$M_{ст} = \Sigma M_G + \Sigma M_p + \Sigma M_{тр},$$

где  $\Sigma M_G$  — момент, создаваемый силами тяжести;  $\Sigma M_p$  — момент, необходимый для выполнения технологической операции;  $\Sigma M_{тр}$  — момент сил трения;  $\omega$  — угловая скорость привода.

Скорости установившегося движения  $u$  и  $\omega$  выбирают исходя из необходимого времени  $\tau$  на операцию технологического процесса и хода  $S$ :

$$\frac{u^2}{a} + S = \tau u.$$

Аналогично для привода вращения и приведенного угла поворота  $\varphi$ :

$$\frac{\omega^2}{\varepsilon} + \varphi = \tau \omega.$$

**Расчет гидравлического привода по приведенным параметрам.** Для определения параметров привода с объемной системой регулирования и выбора гидравлической аппаратуры исходными являются полученные в результате предварительного расчета значения нагрузок и скорости:

для приводов с гидромоторами:

$$M_0 = M, \quad n_0 = \omega/2\pi;$$

для приводов с гидроцилиндрами:

$$F_0 = F, \quad u_0 = u.$$

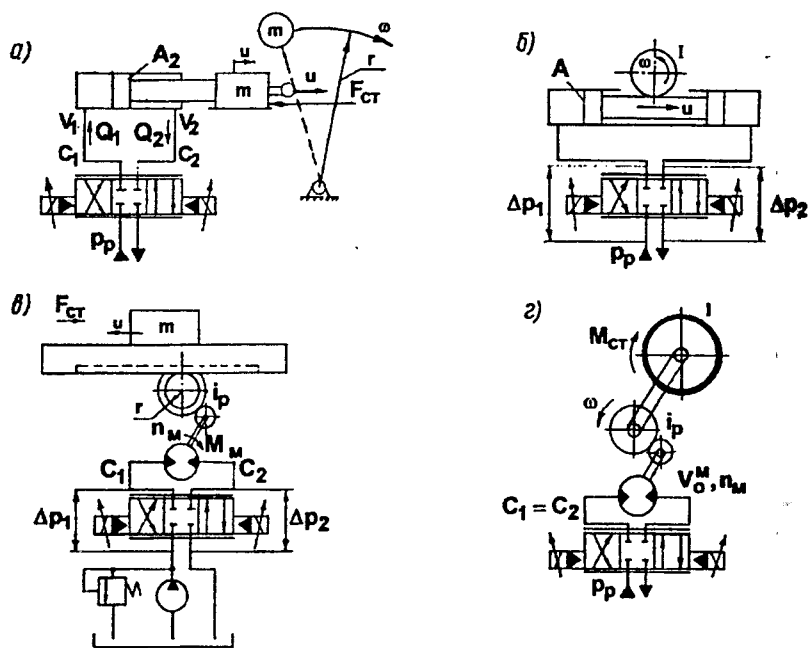


Рис. 3.69. Расчетные схемы механизма, приводимых от гидродвигателей

Для приводов с дроссельным регулированием без обратной связи по скорости при расчете должны быть учтены потери расхода и давления на управление приводом (см. режим *a* на рис. 3.51). На этапе предварительного расчета это можно сделать, рассчитывая привод с запасом по скорости и усилию так, чтобы режим наибольшей скорости и наибольшей нагрузки совпадали (см. режим *c* на рис. 3.51). Для этого принимаем:

$$M_0 = \frac{3}{2} M \text{ и } n_0 = \sqrt{3} \omega / 2\pi \text{ или } F_0 = \frac{3}{2} F \text{ и } u_0 = \sqrt{3} u.$$

Введение обратной связи по скорости позволяет улучшить использование энергии привода (см. режим *b* на рис. 3.51). Однако необходимо сохранить минимальный допустимый перепад давления на дросселирующем распределителе ( $p_v > 1$  МПа). Для расчета можно принять:

$$M_0 = M + \Delta M, n_0 \geq n \text{ или } F_0 = F + \Delta F, u_0 \geq u,$$

где  $\Delta M, \Delta F$  — потери усилия, соответствующие  $p_v$ .

Рассмотрим расчетную схему привода для гидродвигателей поступательного и вращательного действия (рис. 3.70). Для предварительного расчета удобно приводить параметры привода к силовому двигателю и выходному звену — рабочему органу. Если принять  $\bar{V}_0^H = V_0^H / i_{pk}$  — приведенный рабочий объем насоса и  $\bar{V}_0^M = V_0^M i_p$  — приведенный рабочий объем гидромотора, то расчетная схема будет соответствовать рис. 3.70, б.

Для выполнения предварительных расчетов приводов с гидромоторами и с гидроцилиндрами могут быть использованы алгоритмы,

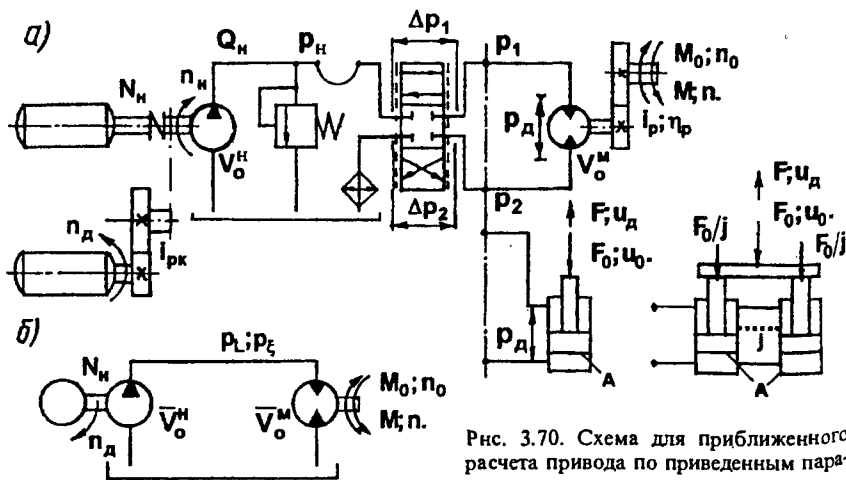


Рис. 3.70. Схема для приближенного расчета привода по приведенным параметрам

блок-схемы которых приведены на рис. 3.71 и 3.72. Соответствующие обозначения параметров приведены ниже.

При расчетах используются средние значения КПД для насосов, гидромоторов и цилиндров современных конструкций. Потери давления в гидросистеме определяются по фактическим параметрам трубопроводов и гидроаппаратуры.

Параметр	Условное обозначение
Рабочие объемы насоса и мотора, м <sup>3</sup> /об	$V_0^H, V_0^M$
Передаточное отношение редуктора	$i_p$
Передаточное отношение согласующей передачи	$i_{pk}$
Приведенный рабочий объем насоса, м <sup>3</sup> /об	$\bar{V}_0^H = V_0^H / i_{pk}$
Приведенный рабочий объем мотора, м <sup>3</sup> /об	$\bar{V}_0^M = V_0^M i_p$
Рабочая площадь гидроцилиндра, м <sup>2</sup>	$A$
Заданный и фактический моменты привода, Н·м	$M_0, M$
Заданная фактическая частоты вращения привода, об/с	$n_0, n$
Заданное и фактическое усилия гидроцилиндров, Н	$F_0, F$
Частота вращения вала привода насоса, об/с	$n_d$
Диаметр и длина трубопровода, м	$d, L$
Давление: номинальное, насоса, двигателя, Па	$[p], p_n, p_d$
Допустимая и фактическая скорости жидкости, м/с	$[v], v$
Кинематическая вязкость рабочей жидкости, м <sup>2</sup> /с	$\nu$
Плотность рабочей жидкости, кг/м <sup>3</sup>	$\rho$
Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	$K_0$
Общая площадь поверхности тепловода, м <sup>2</sup>	$S$
Усредненные механические КПД насоса и мотора	$\bar{\eta}_n, \bar{\eta}_m$
Усредненный механический КПД гидроцилиндра	$\bar{\eta}_m$
Размеры массивов выбираемых параметров	$m, n, h$
Расходы: насоса, мотора, цилиндра, м <sup>3</sup> /с	$Q_n, Q_m, Q_c$
Число Рейнольдса	$Re$
Коэффициент потерь давления по длине трубопровода	$\lambda$
Потери по длине трубопровода и на гидроаппаратах, Па	$p_L, p_\xi$
Полный КПД гидропривода	$\eta$
Число параллельно включенных цилиндров	$j$
Коэффициент использования привода по времени	$k_v$
Расчетная разность температур жидкости и воздуха, °С	$\Delta t^\circ$

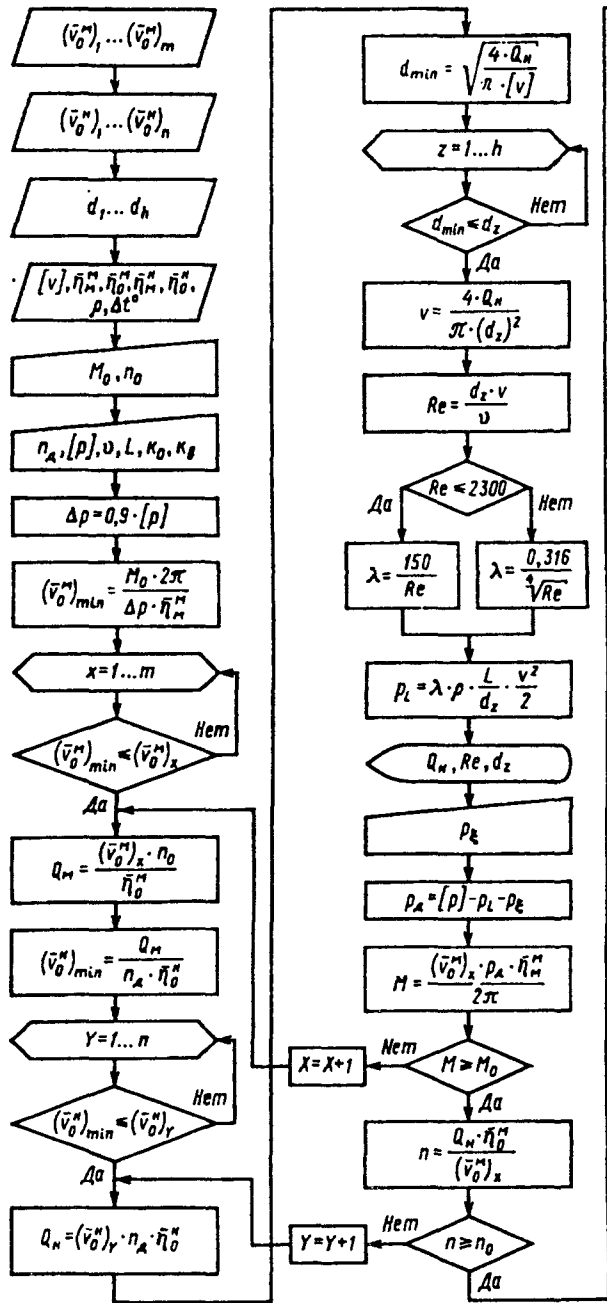


Рис. 3.71. Схема расчета параметров привода с гидромоторами

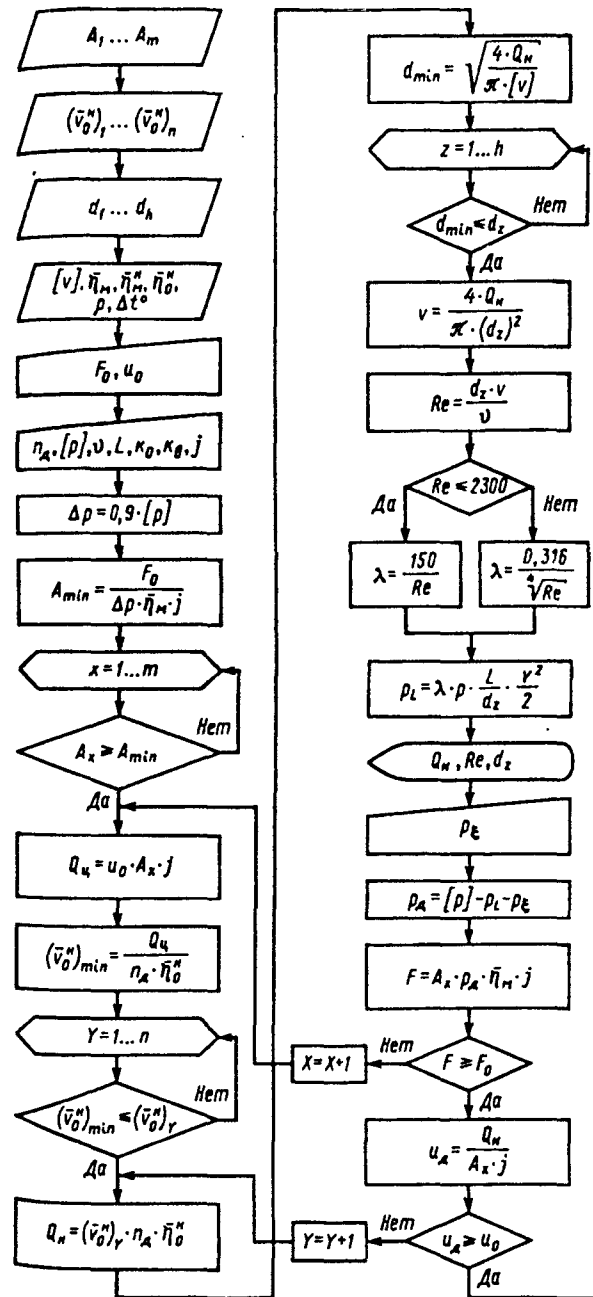
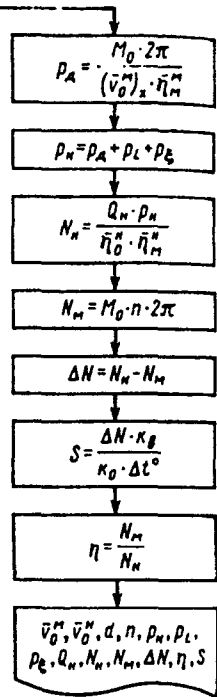


Рис. 3.72. Схема расчета параметров привода с гидродолином

Расчет включает следующие этапы:

ввод исходных данных: массивов возможных значений приведенных рабочих объемов насосов; рабочих объемов двигателей или площадей гидроцилиндров; диаметров трубопроводов; требуемых выходных параметров гидропривода  $M_0$  и  $n_0$  или  $F_0$  и  $u_0$ ; номинального давления гидропривода; номинальной частоты вращения вала двигателя привода насоса; общей длины трубопроводов; вязкости жидкости  $\nu$  при рабочей температуре; допустимой скорости течения жидкости в трубопроводах  $[v]$ ; коэффициента теплообмена  $k_{от}$ ;

выбор параметров привода: приведенного рабочего объема гидромотора или площади гидроцилиндра  $A$ , приведенного рабочего объема насоса, диаметра трубопровода  $d_y$  из массивов возможных значений;

расчет потерь давления в трубопроводах  $p_L$  и ввода табличных значений потерь давления  $p_\xi$  на гидроаппаратах в зависимости от расхода насоса  $Q_n$ ;

проверочный расчет выбранных параметров привода: по фактическому моменту или усилию, по фактической скорости исполнительного механизма, по наибольшему давлению в гидросистеме;

расчет потерь мощности в гидросистеме  $\Delta N$  и КПД гидропривода  $\eta$ , определение необходимой поверхности теплоотвода.

По расчетной мощности привода и номинальному давлению выбирают насос и гидромотор с определенными рабочими объемами  $V_0^H$  и  $V_0^M$ . Передаточные отношения редуктора и согласующей передачи насоса определяют из выражений:

$$i_p = \frac{\bar{V}_0^M}{V_0^M}; \quad i_{pk} = \frac{V_0^H}{V_0^M}$$

По расходу насоса  $Q_n$ , условному проходу  $d_y$  и номинальному давлению  $[p]$  выбирают регулирующую и контрольную аппаратуру. По рассеиваемой мощности и поверхности теплоотведения проверяют необходимость установки теплообменников и выбирают их параметры.

Основы расчета динамики объемных гидравлических приводов. Эффективность совместной работы привода, исполнительного механизма и системы управления в переходных процессах при подаче управляющих или возмущающих воздействий может быть определена в результате исследования их имитационных математических моделей.

Движение привода в переходных и установившихся процессах описывается уравнениями неразрывности потока и уравнениями равновесия сил на гидродвигателе. Для гидропривода с объемной системой регулирования (рис. 3.73, а) и гидромотором в качестве исполнительного двигателя можно записать:

$$Q_n X - \frac{V_0^M \omega_m}{2\pi} - (r_0^M - r_0^H) p_n - Q_k - e_r \dot{p}_n = 0;$$

$$I \dot{\omega}_m = \frac{V_0^M p_n}{2\pi} - \Sigma M_{ст} - f_m \omega_m; \quad \dot{\phi}_m = \omega_m,$$

где  $Q_n$  — теоретический расход насоса, задаваемый статической характеристикой;  $X$  — управляющее воздействие системы регулирования производительности насоса,  $0 \leq X \leq 1$ ;  $V_0^M$  — рабочий объем гидромотора;  $\omega_m$  — скорость вращения гидромотора;  $p_n$  — давление в напорной линии;  $r_0^H, r_0^M$  — коэффициенты объемных утечек соответственно для насоса и гидромотора;  $e_r$  — приведенная гидравлическая податливость;  $Q_k$  — расход предохранительного клапана;  $I, \Sigma M_{ст}$  — приведенные к валу гидромотора соответственно момент инерции привода и момент сопротивления движению;  $f_m$  — коэффициент вязкого трения;  $\phi_m$  — угол поворота гидромотора.

Если

$$p_n \leq p_k, \text{ то } Q_k = 0, \text{ иначе } Q_k = (p_n - p_k)/K_k,$$

где  $p_k$  — давление открытия предохранительного клапана;  $K_k$  — параметр характеристики предохранительного клапана (см. рис. 3.32, б, рис. 3.34, б).

Соответственно для приводов с гидроцилиндрами:

$$Q_n X - uA - r_0^H p_n - Q_k - e_r \dot{p}_n = 0; \quad m \dot{u} = p_n A - f_d u - \Sigma F_{ст}; \quad \dot{y} = u,$$

где  $A$  — рабочая площадь гидроцилиндра;  $m$  — приведенная к штоку цилиндра масса;  $u, y$  — соответственно скорость и перемещение штока.

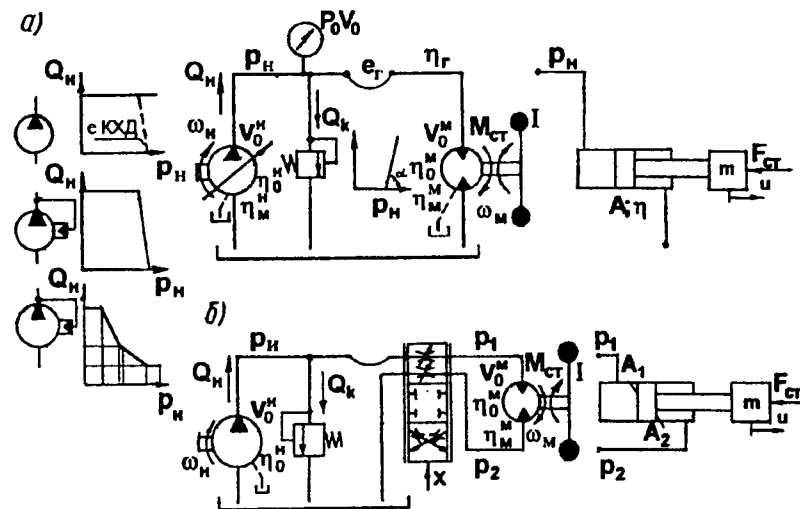


Рис. 3.73. Схемы для расчета динамических параметров привода

Если нагрузки носят реактивный характер, то при исследовании движения системы необходимо вводить условие:

$$\omega_m = 0, \text{ если } \omega_m = 0 \text{ и } \frac{P_n V_0^M}{2\pi} \leq \Sigma M_{ст}, \text{ или}$$

$$\dot{u} = 0, \text{ если } u = 0 \text{ и } P_n A \leq \Sigma F_{ст}.$$

Для систем с дроссельным регулированием необходимо составить расходные уравнения для каждого участка трубопровода. Для привода с четырехкромочным дросселирующим распределителем (рис. 3.73, б) и гидроцилиндром:

$$Q_n - K_f X_f \sqrt{(p_n - p_1)} - r_0^H p_n - Q_k - e_r^H \dot{p}_n = 0;$$

$$K_f X_f \sqrt{(p_n - p_1)} - u A_1 - r_0^1 p_1 - e_r^1 \dot{p}_1 = 0;$$

$$u A_2 - K_f X_f \sqrt{(p_2 - p_r)} - r_0^2 p_2 - e_r^2 \dot{p}_2 = 0;$$

$$m \dot{u} = p_1 A_1 - p_2 A_2 - f_d u - \Sigma F_{ст}, \dot{y} = u,$$

где  $K_f$  — коэффициент расхода управляющего распределителя;  $X_f$  — управляющий сигнал,  $0 \leq X_f \leq 1$ ;  $e_r$ ,  $r_0$  — приведенная гидравлическая податливость и коэффициент объемных утечек для отдельного участка трубопровода.

Аналогично записываются уравнения для привода с гидромотором:

$$Q_n - K_f X_f \sqrt{(p_n - p_1)} - r_0^H p_n - Q_k - e_r^H \dot{p}_n = 0;$$

$$K_f X_f \sqrt{(p_n - p_1)} - \frac{V_0^M \omega_m}{2\pi} - r_0^1 p_1 - e_r^1 \dot{p}_1 = 0;$$

$$\frac{V_0^M \omega_m}{2\pi} - K_f X_f \sqrt{(p_2 - p_r)} - r_0^2 p_2 - e_r^2 \dot{p}_2 = 0;$$

$$I \dot{\omega}_n = \frac{V_0^M (p_1 - p_2)}{2\pi} - \Sigma M_{ст} - f_m \omega_m; \Phi_m = \omega_m.$$

В разомкнутых системах управляющее воздействие  $X$  не зависит от параметров системы. В замкнутых системах с обратными связями по перемещению и корректировкой по скорости и ускорению управляющий сигнал  $X$  формируется в результате сравнения фактических параметров привода с заданными.

Совместное решение уравнений динамики привода и системы управления позволяют имитировать основные режимы работы привода и на стадии проектирования определить их оптимальную структуру и параметры.

Математическую модель привода исследуют: методами теории автоматического регулирования получают передаточные функции системы и определяют качество и устойчивость переходных процессов; численным интегрированием системы дифференциальных уравнений можно получить решение для определенных параметров привода, проанализировать характер переходного процесса и при необходимости изменить структуру системы "привод — управление" и ее параметры.

В первом случае уравнения расходов через дросселирующие окна должны быть линеаризованы. При малых отклонениях от параметров установившегося процесса можно принять:

$$Q = \mu A_f \sqrt{\frac{(p_n - p)}{\rho}} = K_{fx} \sqrt{(p_n - p)} = K_{Qx} x - K_{Qp} p, \text{ или } p = K_{px} x - K_{pQ} Q.$$

Тогда в линеаризованном виде уравнения гидравлического привода с дроссельным регулированием:

$$m \dot{u} = p A - f u - F; (K_{Qx} x - K_{Qp} p) = u A - e_r \dot{p}; y = u.$$

Из линеаризованной системы уравнений получим передаточные функции гидропривода:

скорости гидродвигателя по управляющему сигналу:

$$\frac{u(s)}{x(s)} = \frac{K_{Qx} A / (A^2 + f K_{Qp})}{\frac{m e_r}{A^2 + f K_{Qp}} s^2 + \frac{f e_r + m K_{Qp}}{A^2 + f K_{Qp}} s + 1} = \frac{K_{ux}}{T_1^2 s^2 + 2\xi T_1 s + 1};$$

скорости по нагрузке гидродвигателя:

$$\frac{u(s)}{F(s)} = \frac{-\left(\frac{e_r}{K_{Qp}} s + 1\right) \left(\frac{K_{Qp}}{A^2 + f K_{Qp}}\right)}{T_1^2 s^2 + 2\xi T_1 s + 1} = \frac{-K_{uf} (T_2 s + 1)}{T_1^2 s^2 + 2\xi T_1 s + 1};$$

перемещения гидродвигателя по управляющему сигналу

$$\frac{y(s)}{x(s)} = \frac{K_{ux}}{(T_1^2 s^2 + 2\xi T_1 s + 1)s}$$

Таким образом, гидравлический привод можно рассматривать в задачах управления как состоящий из трех последовательно соединенных звеньев: усилительного, колебательного (второго порядка) и интегрирующего.

Замкнутые системы управления с дросселирующими распределителями. В замкнутых системах регулирования движения исполнительного органа машины или манипулятора дросселирующий распределитель и гидродвигатель включаются в замкнутый контур последовательно с управляющим устройством, состоящим из сравнивающего устройства и регулятора (рис. 3.74). Выходной сигнал регулятора  $U$  подается на вход электрогидравлического дросселирующего распределителя, проходное сечение которого открывается на пропорциональную величину:

$$X_f = K_{X_f} U.$$

Расход через распределитель, а следовательно, и скорость гидродвигателя зависят от проходного сечения распределителя и нагрузки  $F$  гидродвигателя. В установившемся режиме эта зависимость определяется статической характеристикой распределителя.

Перемещение исполнительного механизма  $Y$  измеряется датчиком обратной связи. Сигнал датчика перемещения  $U_d$  сравнивается системой управления с заданным значением управляющего сигнала  $U_3$ , соответствующего точке позиционирования  $Y_3$  исполнительного механизма. Отклонение  $\Delta U = U_3 - U_d$  подается на вход регулятора.

Для систем высокого порядка рекомендуется использовать ПИД-регулятор, представляющий собой комбинацию пропорционального  $П$ , интегрального  $И$  и дифференцирующего  $Д$  регуляторов. Такой регулятор обладает хорошими динамическими характеристиками, ис-

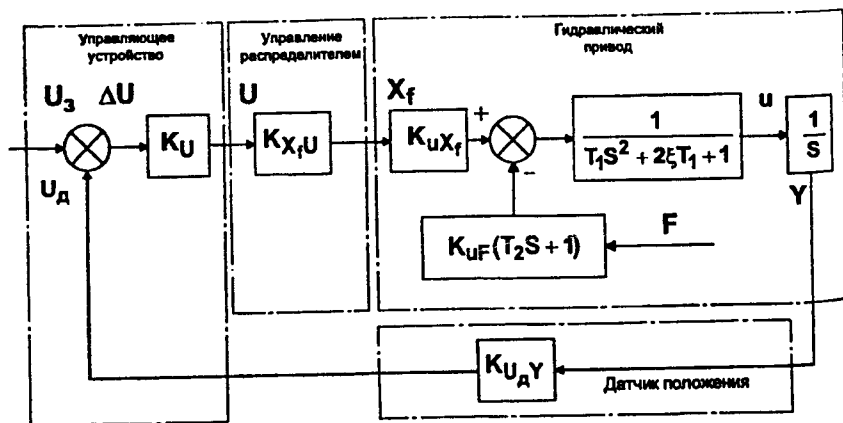


Рис. 3.74. Схема системы управления приводом с обратной связью по перемещению

ключает статическую ошибку регулирования и его параметры можно подогнать к любому объекту.

Если положение исполнительного механизма  $Y$  отклоняется от заданного при изменении действующей нагрузки или в результате утечек, то в зависимости от ошибки позиционирования  $\Delta U = U_3 - U_d$  система управления формирует сигнал  $U$  на открытие распределителя и величину  $X_f$  для движения гидродвигателя в направлении уменьшения ошибки  $\Delta Y = Y_3 - Y$ .

Общий коэффициент усиления контура регулирования по положению в соответствии с обозначениями, приведенными на рис. 3.74

$$K_V = K_U K_{X_f} K_{u_f} K_{U_d} Y.$$

Постоянная времени контура регулирования

$$T_V = 1 / K_V.$$

Погрешность слежения

$$S_N = u_{\max} / K_V,$$

где  $u_{\max}$  — наибольшая скорость гидродвигателя.

Коэффициент усиления определяет возможную ошибку остановки в заданной позиции:

$$\Delta Y = \delta u_{\max} / K_V,$$

где  $\delta$  — часть управляющего сигнала, необходимая для компенсации возмущения по усилию  $F\sigma \approx 0,05$ .

Для повышения быстродействия и точности системы регулирования необходим высокий коэффициент усиления, но он ограничен критериями устойчивости и качества переходного процесса. Обычно для приводов машин и манипуляторов быстродействие распределителя значительно выше, чем нагруженного инерционной нагрузкой привода. В этом случае дросселирующий распределитель можно рассматривать как пропорциональное звено с коэффициентом усиления  $K_{X_f} U$ . Тогда гидродвигатель с дросселирующим распределителем при исследовании динамических характеристик объемного гидропривода с автоматическим управлением можно рассматривать как звено третьего порядка.

Для такой системы для диапазона типичных коэффициентов затухания колебаний для получения переходных процессов без сильных наложенных колебаний и при достаточном быстродействии системы необходимо выполнение условия  $K_V \approx 0,3 \omega_c$ .

Проверочный расчет динамических параметров привода с замкнутой системой управления выполняют в следующей последовательности:

1. Определяют собственную частоту привода: для гидроцилиндра с приведенной массой  $m$

$$\omega_c = \sqrt{(c_1 + c_2)/m} = \sqrt{\frac{E_{ж}A_1^2}{V_1m} + \frac{E_{ж}A_2^2}{V_2m}}$$

где  $E_{ж}$  — приведенный модуль упругости жидкости;  $A_1, A_2$  — рабочие площади гидроцилиндра;  $V_1, V_2$  — объемы жидкости в обеих полостях цилиндра, включая объемы трубопроводов до распределителя;

для гидромотора с приведенным моментом инерции  $I$

$$\omega_c = \sqrt{2\left(\frac{V_0^m}{2\pi}\right)^2 \frac{E_{ж}}{VI}}$$

где  $V$  — объем жидкости в системе от распределителя до мотора, включая объем мотора.

2. Определяют коэффициент усиления замкнутого контура управления  $K_U = 0,3\omega_c$  и постоянную времени  $T_U = 1/K_U$ . Необходимое значение  $K_U$  достигается подбором коэффициента усиления электрического усилителя:

$$K_U = \frac{K_V}{K_{X,U}K_{u,X}K_{U,Y}}$$

3. Принимают возможное время ускорения  $t_y = 5T_U$ .

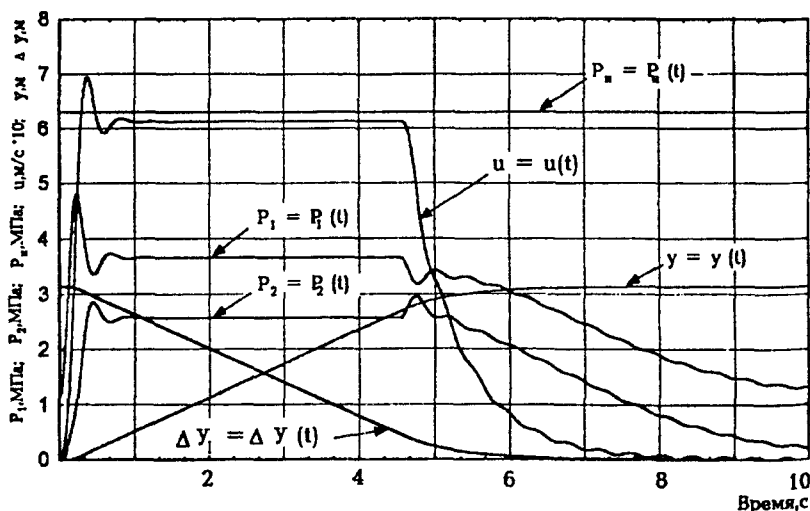


Рис. 3.75. Изменение параметров привода при перемещении исполнительного механизма в заданную позицию

4. При заданном времени цикла  $\tau$  и ходе  $s$  рассчитывают максимальную скорость:

$$u_{\max} = s/(\tau - t_y).$$

5. Проверяют выбор клапана по статической характеристике.

6. Рассчитывают погрешность слежения  $S_N = u_{\max}/K_U$  и точность позиционирования  $\Delta Y = 0,05S_N$ .

Для проверки выбранных параметров численными методами решают уравнения динамической модели привода при имитации алгоритма работы управляющего устройства. В этом случае можно снять большинство допущений о характере движения системы. Анализируя, например, переходный процесс (рис. 3.75) перемещения звена манипулятора (см. рис. 3.69, в) из исходной позиции в заданную, можно определить фактические характеристики системы: ускорение и скорость, давление в гидросистеме, общее время цикла. Следящий гидравлический привод обеспечивает в данном случае высокое качество переходного процесса при отсутствии перерегулирования по перемещению и допустимом перерегулировании по скорости при оптимальном быстродействии.

### 3.5. Пневматические и пневмогидравлические приводы роботов

Принцип действия и структурные схемы пневмоприводов. Преимущества и недостатки пневмопривода определяются двумя основными свойствами воздуха как рабочего тела: высокой сжимаемостью и низкой вязкостью [85, 103, 77].

Пневмосистемы обладают способностью накапливать энергию сжатого воздуха, поэтому из соображений безопасности номинальное давление ограничено 0,63 МПа или 1,0 МПа. Пневмодвигатели могут развивать высокие скорости (до 6 м/с), а небольшие потери давления в трубопроводах даже при высоких скоростях воздуха (до 15 м/с в магистральных и до 40 м/с в соединительных линиях) позволяют централизовать производство сжатого воздуха.

Пневмодвигатели могут начинать движение под нагрузкой, при этом не требуется защита от перегрузки, поскольку усилие ограничено давлением в сети сжатого воздуха. Пневмоприводы очень эластичны, зависимость скорости от нагрузки мягкая, однако из-за низкой вязкости воздуха пневмоприводы слабо демпфированы. Скорость привода легко регулируется, но из-за высокой сжимаемости при переменных нагрузках сложно обеспечить ее постоянство.

При адиабатическом расширении воздуха в системе возможно образование конденсата и обмерзание.

Условные обозначения элементов пневмопривода в целом идентичны условным обозначениям гидравлических элементов. Дополнительные обозначения приведены в табл. 3.8.

Таблица 3.8. Символьное обозначение элементов пневмосистем

№ п/п	Символ	Пневматический аппарат привода
1		Пневматическое управление прямого действия
2		Пневматическое управление непрямого действия
3		Электropневматическое управление
4		Непосредственный выхлоп в атмосферу
5		Выхлоп через отвод трубопровода
6		Выхлоп через пневмоглушитель
7		Слив конденсата
8		Компрессор
9		Источник сжатого воздуха (пневмосеть)
10		Влагоотделитель с ручным сливом конденсата
11		Влагоотделитель с автоматическим сливом конденсата
12		Фильтр с влагоотделителем
13		Маслораспылитель
14		Редукционный пневмоклапан
15		Пневмоманометр
16		Пневмогидравлический преобразователь давления
17		Пневмогидравлический преобразователь давления с мультипликацией давления
18		Клапан с функцией "ИЛИ"
19		Клапан с функцией "И"
20		Пневмоклапан быстрого выхлопа

В машиностроении применяются пневмоприводы с разомкнутой циркуляцией сжатого воздуха, т. е. сжатый воздух после совершения рабочего цикла через выхлопные устройства выбрасывается в атмосферу.

Пневматический привод состоит из нескольких основных систем (рис. 3.76): устройства для получения и подготовки сжатого воздуха; аппаратуры распределения и регулирования потока сжатого воздуха; пневмодвигателей. Компрессор сжимает воздух до необходимого давления. Сжатый воздух накапливается в ресивере. При достижении максимального давления реле давления отключает компрессор. По мере расходования воздуха пневмодвигателями давление в ресивере постепенно понижается до минимального уровня и компрессор снова включается. Предохранительный клапан обеспечивает дополнительную безопасность и выпускает сжатый воздух в атмосферу при превышении допустимого уровня давления сжатого воздуха. Пневмосеть подключается к ресиверу через вентиль, фильтр и редукционный клапан.

В приводе (см. рис. 3.76) при включении вспомогательного пневмораспределителя  $P1$  с электрическим управлением пневматический импульс переключает главный распределитель  $P3$  и сжатый воздух поступает в пневмоцилиндр, заставляя перемещаться поршень из одной крайней позиции в другую. Из-за трения в уплотнениях распределителя  $P3$  сохраняет последнюю установку даже при отключении питания электромагнита. При этом давление сжатого воздуха удерживает поршень у упора. Пневматические импульсы через клапаны "или" переключают распределитель  $P2$  для подготовки схемы к подаче управляющего сигнала на реверсирование движения. Для управления скоростью пневмоцилиндра в схеме установлены нерегулируемые

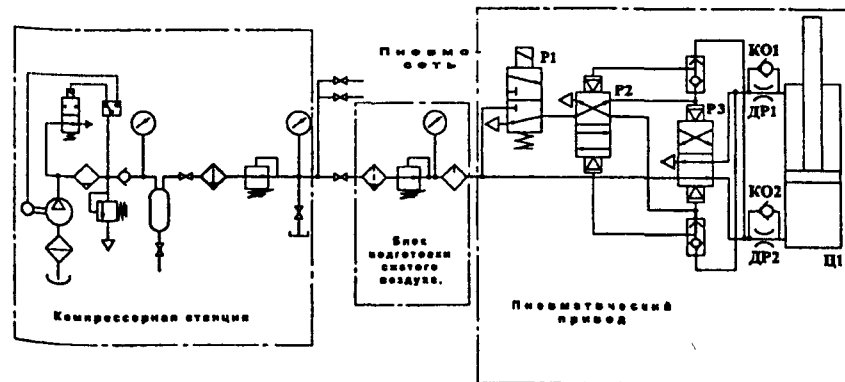


Рис. 3.76. Схема пневматической системы



пневмодроссели *ДР1* и *ДР2* с обратными клапанами *КО1* и *КО2*. Блок подготовки сжатого воздуха (рис. 3.77) устанавливают после вентиля подключения пневмопривода к пневмосети. Он состоит из предохранительного клапана *1*, фильтра с водоотделителем *2*, редукционного клапана *3* и маслораспылителя *4*. Редукционный клапан понижает давление в пневмоприводе, так как для обеспечения надежной работы пневмодвигателя рабочее давление выбирается меньше давления сжатого воздуха в пневмосети и поддерживает его постоянным. Усилие пружины клапана уравнивается давлением сжатого воздуха на мембрану. Если давление на выходе клапана *p* упадет ниже заданного уровня, то мембрана через толкатель отождет затвор и увеличит проход для воздуха из сети.

При расширении и охлаждении водно-воздушной смеси вода, содержащаяся в воздухе, конденсируется. Вода и твердые частицы в сжатом воздухе ведут к коррозии и износу пневматических аппаратов. Поэтому воздух очищают от механических частиц фильтрами-водоотделителями центробежного типа, где твердые частицы, капли воды и масла, находящиеся в потоке сжатого воздуха, закрученного по спирали крыльчаткой, отбрасываются на внутренние стенки корпуса и стекают в нижнюю часть корпуса фильтра. Под крыльчаткой находится металлокерамический фильтр с тонкостью фильтрации 40 мкм. В корпусе фильтра, ресивера и в нижних точках трубопровода встроены вентили, через которые удаляется конденсат, образующийся при изменении состояния сжатого воздуха. Для смазывания пневматических устройств и предотвращения коррозии в пневмосистеме устанавливают маслораспылители. Поток воздуха, проходя через сопло, создает пониженное, по сравнению с входным, давление, в результате чего масло поднимается по трубке, распыляется и уносится сжатым воздухом в систему.

В качестве пневмодвигателей используют, как правило, пневмоцилиндры. Для привода поворотных устройств обычно используется

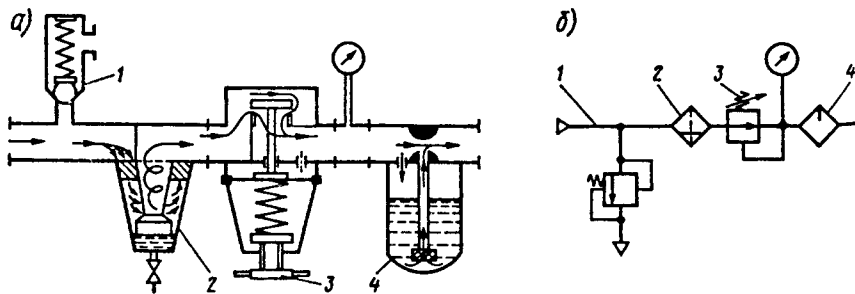


Рис. 3.77. Принцип действия и условные обозначения предохранительного клапана и аппаратов для подготовки воздуха

пневмоцилиндр со штоком в виде зубчатой рейки. В отличие от гидравлических цилиндров, в пневмоцилиндрах необходимо защищать внутренние поверхности от коррозии и использовать другие материалы для уплотнений. Скорость перемещения штока выбирают в диапазоне 0,2—1,5 м/с. Нижняя граница скорости перемещения штока ограничена силами трения в пневмоприводе. Для снижения энергии удара при остановке в крайних позициях применяют цилиндры с тормозными устройствами (по аналогии с гидроцилиндрами). Цилиндр двойного действия подключается к пневмосистеме через один четырех- или пятилинейный или два трехлинейных распределителя.

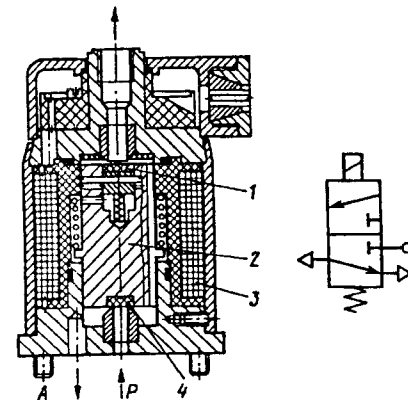


Рис. 3.78. Пневматический распределитель с электроуправлением

Пятилинейные распределители с цилиндрическим золотником по принципу действия не отличаются от гидравлических. Они хорошо подходят для многоканальных систем с двумя или тремя позициями.

Управление распределителями может быть ручным, электрическим или пневматическим.

Для уменьшения расхода воздуха и повышения быстродействия пневмопривода распределитель устанавливают как можно ближе к цилиндру. Для этого применяют дистанционное управление с помощью вспомогательных распределителей малых размеров. Нормально закрытый электропневматический распределитель с фланцевым уплотнением клапана на якорь электромагнита *3* показан на рис. 3.78. При подаче электрического сигнала сердечник *2* втягивается и верхним уплотнением *1* закрывает выход сжатого воздуха в атмосферу. При этом нижнее уплотнение *4* открывает проход для сжатого воздуха.

Наряду с рассмотренными аппаратами в пневмоприводах применяют управляемые или неуправляемые обратные клапаны, пневмоклапаны последовательности, пневмодроссели, клапаны "и", "или", действие которых принципиально не отличается от аналогичных устройств гидросистем.

Основы расчета параметров пневмоприводов с цилиндрами двойного действия. Исходными величинами для расчета параметров и выбора элементов пневмопривода являются: наибольшая необходимая полезная сила  $F_3$  для прямого и обратного хода; ход пневмоцилиндра  $S$ ;

приведенная к штоку масса  $m$ ; необходимое время цикла  $\tau$  или скорость поршня  $u$ .

Рассмотрим расчет параметров пневмоцилиндра. Рабочая площадь пневмоцилиндра  $A$  определяется при минимальном абсолютном давлении  $p_{\min}$  в пневмосети:

$$A = \frac{F_3 + F_{\text{тр}}}{k(0,9p_{\min} - p_{\text{ат}})},$$

где  $k$  — коэффициент нагрузки, характеризующий отношение действительной нагрузки к ее наибольшему значению:

$$k = (F_3 + F_{\text{тр}})/(A\Delta p);$$

$p_{\min}$  — минимальное абсолютное давление воздуха на выходе регулятора давления;  $p_{\text{ат}}$  — атмосферное давление.

Для быстродействующих приводов с возможно более коротким временем цикла следует принимать: при  $p_{\min} = 0,5$  МПа,  $k < 0,45$ , при  $p_{\min} = 0,3$  МПа,  $k < 0,4$ . Если время цикла не имеет существенного значения, можно принимать  $k < 0,7$  при  $p_{\min} = 0,5$  МПа и  $k < 0,55$  при  $p_{\min} = 0,3$  МПа. Сила трения  $F_{\text{тр}}$  зависит от механического КПД цилиндра ( $\eta_m = 0,9$  при номинальной нагрузке) и потерь в приводном механизме (при расчетах можно принимать:  $F_3 + F_{\text{тр}} = F_3/0,8$ ).

В соответствии с расчетным значением площади  $A$  и ходом  $S$  выбирают из серийно выпускаемых или проектируют пневмоцилиндр с ближайшим большим стандартным диаметром.

Трубопроводы, распределители, клапаны и другую аппаратуру выбирают по номинальному значению давления и диаметру условного прохода  $d_y$ . Ориентировочные значения условных проходов можно определить исходя из выбранного диаметра цилиндра по соотношению, приведенным ниже:

Диаметр цилиндра	.....	<32	40—60	63—80	≥ 100
Диаметр условного прохода $d_y$ , мм	...	4	6	10	12—16

Течение воздуха через трубы, клапаны, аппараты, через угловые и Т-образные соединения происходит с потерями давления. Скорость воздуха  $C$  в трубопроводах составляет 10—40 м/с, что соответствует числу Рейнольдса  $Re = 10000—50000$  и турбулентному режиму потока. Процессы при течении сжатого воздуха в трубопроводах рассматриваются как изотермические при постоянной плотности

$$\rho = \rho_n \frac{pT_n}{p_n T},$$

где  $\rho_n$ ,  $T_n$ ,  $p_n$  — соответственно плотность, температура и давление воздуха при нормальных условиях;  $p$ ,  $T$  — соответственно абсолютное давление и температура воздуха в трубопроводе.

Для прямых труб и рукавов потери давления по длине трубопроводов

$$p_L = \lambda \rho \frac{Lc^2}{d_y^2},$$

где  $\lambda$  — коэффициент трения, зависящий от  $Re$  и относительной шероховатости внутренней поверхности трубопровода (для расчетов подводящих магистралей можно принимать  $\lambda = 0,04—0,06$ , а точнее по таблицам);  $L$  — длина трубопровода.

Скорость воздуха

$$c = \frac{Q}{A_T} = \frac{\dot{m}}{A_T \rho},$$

где  $A_T$  — площадь проходного сечения трубопровода;  $\dot{m}$  — массовый расход;  $Q$ ,  $\rho$  — соответственно объемный расход и плотность воздуха в трубопроводе при давлении  $p$ .

Потери давления при внезапном расширении трубопровода от сечения  $A_1$  к сечению  $A_2$ , например при подключении трубопровода к пневмоцилиндру:

$$\Delta p = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right) \rho \frac{c_1^2}{2},$$

где  $c_1$  — скорость воздуха в трубопроводе с сечением  $A_1$ .

Потери в Т-образных соединениях, на угловых участках трубопроводов, в коленах и т. д. рассчитывают в соответствии с зависимостью:

$$\Delta p_\xi = \xi \rho \frac{c^2}{2}.$$

Точные значения коэффициента местных потерь  $\xi$  принимают по таблицам. Для приближенных расчетов можно принимать  $\xi \approx 1,2$  при повороте трубы на  $90^\circ$ , в Т-образных соединениях: при объединении равных потоков  $\xi_a \approx 0,9$ ,  $\xi_d = 0,6$ , при разделении  $\xi_a = 1,28$ ,  $\xi_d = 0,35$ , где  $\xi_a$  — для потока ответвления,  $\xi_d$  — для прямого направления.

Основные потери давления возникают в пневмоаппаратах. В паспортных характеристиках потери могут быть заданы: коэффициентом местных потерь  $\xi$ ; расходом при определенном перепаде давления или зависимостью между расходом и перепадом давления; параметром пропускной способности  $k_v$ . Наибольшее распространение получил последний способ. Параметр  $k_v$  определяется экспериментально количеством жидкости с плотностью  $1000 \text{ кг/м}^3$ , протекающей через пневмоаппарат при перепаде давления  $0,098 \text{ МПа}$ . Для подкритического

режима течения расход воздуха в трубопроводе  $Q$  и давление на входе в пневмоаппарат  $p_1$  и выходе из него  $p_2$  связаны соотношением

$$Q = zk\sqrt{(p_1 - p_2)p_2},$$

где  $z$  — коэффициент, зависящий от размерности расхода и давления.

**Дросселирование потока воздуха.** Так как в пневмоприводе плотность воздуха зависит от давления и температуры, уравнение неразрывности потока удобно записывать через массовый расход воздуха:

$$\dot{m} = Q\rho = AC\rho = \text{const},$$

где  $C$  — скорость потока в проходном сечении  $A$ .

При течении воздуха через пневмодроссель величина массового расхода определяется зависимостью:

$$\dot{m} = \alpha x p_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left( \bar{p}^{\frac{2}{k}} - \bar{p}^{\frac{k+1}{k}} \right) \frac{1}{RT}},$$

где  $\alpha$  — коэффициент расхода;  $x = 0+1$  — управляющий сигнал;  $k$  — показатель адиабаты;  $\bar{p}$  — относительное давление:

$$\bar{p} = p_1/p_0,$$

здесь  $p_0, p_1$  — давление соответственно на входе и выходе дросселя;  $R$  — газовая постоянная;  $T$  — абсолютная температура сжатого воздуха.

Расход воздуха через дроссель зависит от относительного давления и достигает максимума при критическом значении

$$\bar{p}_{кр} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k+1}}.$$

Поэтому при определении массового расхода через дроссель необходимо учитывать, что при надкритическом режиме течения воздуха через дроссель расход воздуха не зависит от противодавления  $p_1$  и достигает наибольшего значения (см. рис. 3.79), а при подкритическом режиме расход воздуха с увеличением относительного давления  $\bar{p}$  уменьшается. Если скорость воздуха значительно меньше скорости звука (до 100 м/с), то можно использовать зависимость для гидравлических дросселей:

$$\dot{m} = \alpha x \sqrt{(p_0 - p_1)}.$$

Устанавливая пневмодроссель в подводящей или отводящей линиях, можно регулировать скорость пневмоцилиндра. Место установки дросселя влияет на характер изменения давления в полостях пневмоцилиндра и скорость движения поршня. При установке дросселя на входе после достижения максимума скорости уменьшается давление воздуха в напорной линии и скорость поршня падает. К

концу хода поршня скорость из-за расширения сжатого воздуха в цилиндре снова возрастает. В схеме с дросселем на выходе после завершения разгона скорость пневмоцилиндра падает незначительно, в конце хода поршня дроссель работает как тормозное устройство. Для повышения стабильности скорости и увеличения диапазона регулирования применяют комбинированную схему с дросселями на входе и выходе.

**Расчет параметров пневмопривода в переходных процессах.** Для расчета скорости движения поршня и определения действительного времени цикла рассмотрим процессы заполнения пневмоцилиндра сжатым воздухом из сети с постоянным давлением  $p_0$  и температурой  $T$  через дроссель  $DP1$  и истечения его из цилиндра через дроссель  $DP2$  в атмосферу (рис. 3.80).

Зависимость изменения параметров сжатого воздуха в пневмоцилиндре определяется дифференцированием уравнения Клайперона-Менделеева для идеального газа

$$pV = mRT \text{ или } p = \rho RT,$$

где  $m$  — масса газа в объеме  $V$  при температуре  $T$ ;  $p$  — абсолютное давление газа с плотностью  $\rho$ .

При наполнении или при истечении воздуха из замкнутого объема  $V$  его параметры изменяются:

$$\dot{m} = \frac{V}{RT} \dot{p}.$$

Для пневмоцилиндра масса газа в полости наполнения

$$m = \rho(V_{01} + V_1) = \frac{p_1}{RT}(V_{01} + A_1 y),$$

где  $V_{01}$  — объем пневмомагистрали от дросселя до пневмоцилиндра, включая неизменяемый объем цилиндра;  $y$  — перемещение поршня цилиндра в диапазоне  $0 \leq y \leq s$ ,

здесь  $s$  — ход цилиндра.

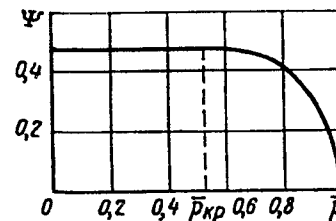


Рис. 3.79. Расходная характеристика пневмодросселя

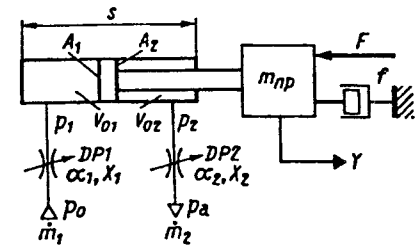


Рис. 3.80. Схема для расчета параметров пневмопривода

Массовый расход воздуха в полости наполнения:

$$\dot{m}_1 = \frac{p_1}{RT} (V_{01} + A_1 y) + \frac{p_1}{RT} A_1 \dot{y}$$

В соответствии с уравнением неразрывности потока этот же расход проходит и через дроссель

$$\dot{m}_1 = \alpha_1 x_1 p_0 \sqrt{\frac{2k}{RT(k-1)} \left( \bar{p}_1^{\frac{2}{k}} - \bar{p}_1^{\frac{k+1}{k}} \right)}$$

где  $\bar{p}_1 = p_1/p_0$ .

Аналогично для полости вытеснения:

$$\dot{m}_2 = \frac{p_2}{RT} (V_{02} - A_2 y) - \frac{p_2}{RT} A_2 \dot{y}$$

$$\dot{m}_2 = \alpha_2 x_2 p_2 \sqrt{\frac{2k}{RT(k-1)} \left( \bar{p}_2^{\frac{2}{k}} - \bar{p}_2^{\frac{k+1}{k}} \right)}$$

где  $\bar{p}_2 = p_2/p_a$ .

здесь  $p_a$  — атмосферное давление.

Уравнения массовых расходов интегрируют совместно с уравнением сил

$$p_1 A_1 - p_2 A_2 = m_{np} \ddot{y} + f \dot{y} + F$$

где  $f$  — эквивалентный коэффициент вязкого трения;  $F$  — приведенная сила сопротивления движению;  $m_{np}$  — приведенная масса звена манипулятора и груза.

В результате численного интегрирования уравнений математической модели пневмопривода определяют зависимости изменения давлений  $p_1$  и  $p_2$  в рабочих полостях пневмоцилиндра, массовые расходы  $\dot{m}_1$  и  $\dot{m}_2$  через пневмодроссели, ускорение  $\ddot{y}$ , скорость  $\dot{y} = u$  и перемещение  $y$  поршня от времени процесса  $t$  в пределах рабочего хода  $s$ .

При каждом включении распределителя трубопроводы, аппараты и пневмоцилиндр заполняются воздухом под давлением. Расход воздуха для пневмоцилиндра двойного действия

$$Q_1 = [(A_1 + A_2)s + \Sigma V]z$$

где  $\Sigma V$  — объем магистралей от распределителя до цилиндра;  $z$  — число двойных ходов в единицу времени.

Расход воздуха, приведенный к нормальным условиям,

$$Q = Q_1 \frac{p T_n}{p_n T}$$

где  $p$  — абсолютное давление в рабочем цилиндре;  $p_n = 0,1013$  МПа;  $T_n = 273,16$  К.

Для снижения расхода воздуха пневмораспределитель необходимо размещать по возможности ближе к пневмодвигателю. Нецелесообразно также использовать трубопроводы большого диаметра и цилиндры с площадью поршня, превышающей расчетную.

**Принципиальные схемы пневматических приводов.** Управление пневмоприводами осуществляется в зависимости от времени, перемещения исполнительного механизма или давления. Каждое подвижное звено привода снабжают пневмодвигателем, управляемым одним или двумя двухпозиционными распределителями. Так как для повышения быстродействия привода и уменьшения расхода сжатого воздуха пневмораспределитель размещается около пневмодвигателя, применяются распределители с дистанционным электрическим, пневматическим или электропневматическим управлением.

В схеме пневмопривода (рис. 3.81, а) в зависимости от подачи электрического сигнала на распределитель  $P1$  поршень цилиндра  $\text{Ц1}$  устанавливается в одну из крайних позиций и удерживается на ней

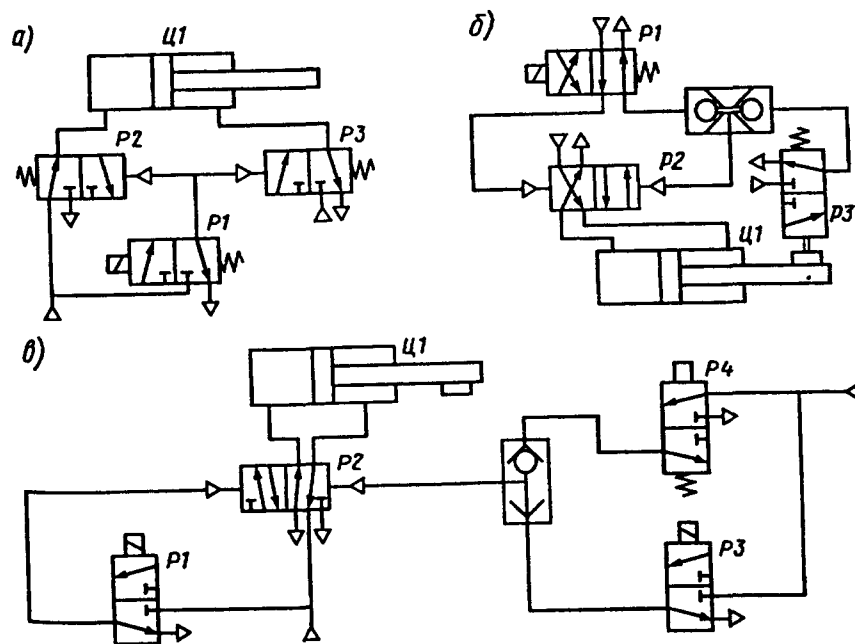


Рис. 3.81. Примеры схем простых пневмоприводов

давлением сжатого воздуха пневмосети. Клапан "и" (рис. 3.81, б) исключает возможность переключения основного распределителя  $P2$  до достижения поршнем крайнего положения и переключения распределителя  $P3$ . Клапан "или" (рис. 3.81, в) позволяет подавать сигнал на переключение распределителя  $P2$  при достижении поршнем цилиндра  $Ц1$  крайнего положения или при подаче электрического сигнала на распределитель  $P3$ .

Для остановки исполнительного звена привода в заданном положении применяют внешние упоры и цилиндры — позиционеры специального назначения.

При позиционировании по жестким упорам необходимо уменьшить скорость пневмоцилиндра непосредственно перед остановкой звена манипулятора для снижения нагрузок при ударе. В схеме с тормозным пневмодросселем (рис. 3.82) при выдвигании штока цилиндра  $Ц1$  кулачок переключает распределитель с механическим управлением  $P5$ , при этом выход воздуха в атмосферу становится возможен только через тормозной дроссель  $ДР$ . Пуск схемы осуществляется распределителем  $P3$ , автоматизация циклического перемещения — распределителями  $P2$  и  $P4$ .

Привод (рис. 3.83) с несколькими точками позиционирования имеет цилиндр  $Ц4$  с подвижным корпусом и неподвижным штоком. Позиционирование происходит по жестким выдвижным управляемым упорам  $Ц1$  или  $Ц2$ , управляемым распределителями  $P6$  и  $P5$ . Для снижения скорости перед упором переключается распределитель  $P3$  или  $P4$  и воздух вытесняется из цилиндра через дроссель  $ДР1$  или  $ДР2$ . Тормозное усилие определяется значением противодавления, зависящим от настройки дросселей. Дополнительное тормозное усилие для фиксации цилиндра создается цилиндром одностороннего действия с пружиной, управляемым распределителем  $P7$ .

Можно значительно уменьшить усилие при торможении цилиндра и упростить систему управления, если применить упоры с гидродемпфером.

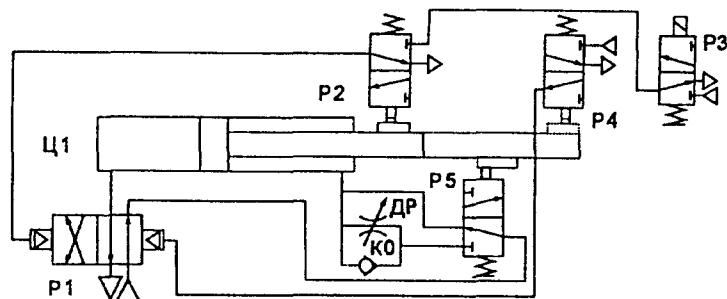


Рис. 3.82. Привод с позиционированием по жесткому упору

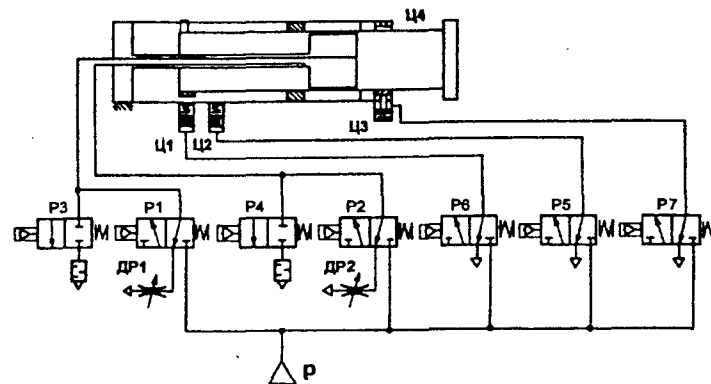


Рис. 3.83. Схема пневмопривода манипулятора с несколькими точками позиционирования

При использовании цилиндров-позиционеров программа перемещений обычно жестко определена. Привод механизма поворота руки (рис. 3.84) со двоянным пневмоцилиндром  $Ц1$  имеет четыре возможных положения.

При включении распределителя  $P1$  распределители  $P5$  и  $P6$  устанавливаются в положение "b", при этом штоки цилиндра  $Ц1$  втягиваются в корпус и рука манипулятора занимает позицию I. Распределитель  $P2$  устанавливает распределитель  $P5$  в позицию "a", а распределитель  $P6$  в позицию "b", при этом верхний поршень цилиндра  $Ц1$  выдвигается, а нижний втянут. Рука манипулятора занимает позицию II.

Включение распределителей  $P3$  и  $P4$  соответствует позициям III и IV руки манипулятора.

Специальный цилиндр — позиционер (рис. 3.85) с несколькими выпускными отверстиями позволяет плавно останавливать приводимый механизм в положении, задаваемым включенным распределителем с точностью, зависящей от нагрузки.

Так как скорость движения поршня пневмоцилиндра при расчете может быть определена только приблизительно, целесообразно предусмотреть в схеме пневмодроссель для установки требуемой скорости движения поршня даже если ее регулирование в технологическом процессе не предусматривается. Для повышения быстродействия привода трубопроводы от сети к пневмораспределителю целесообразно применять большого диаметра, т. к. они выполняют роль аккумулятора. Аккумулирующий эффект можно дополнительно усилить, установив на входе распределителя вспомогательный ресивер с полезным объемом, превышающим объем пневмоцилиндра.

Распределитель соединяется с пневмодвигателем по возможности короткими трубопроводами. Наиболее эффективным решением является использование пневмомодулей, включающих пневмодвигатель,

электропневмораспределители, тормозные устройства в крышках пневмоцилиндров, концевые выключатели и элементы коммуникаций.

**Пневмогидравлические приводы.** Пневмогидравлические приводы состоят из комбинаций гидравлических и пневматических аппаратов. Энергия, получаемая приводом от сети сжатого воздуха, при необходимости точного регулирования скорости, преобразуется в энергию потока жидкости под давлением. При этом регулирование всегда происходит в гидравлической части системы. Этот принцип позволяет объединить следующие преимущества гидравлических и пневматических приводов: из сети сжатого воздуха отбирается только энергия, необходимая для выполнения определенной операции, при остановке в определенной позиции никаких затрат энергии не требуется; скорость привода поддерживается постоянной и независимой от колеба-

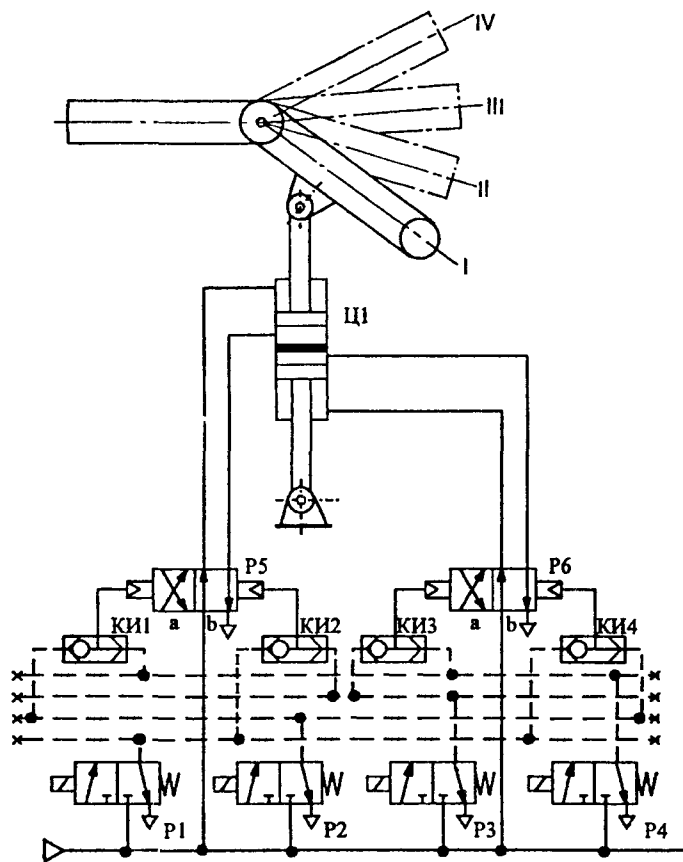


Рис. 3.84. Схема привода руки манипулятора со двоящим пневмоцилиндром

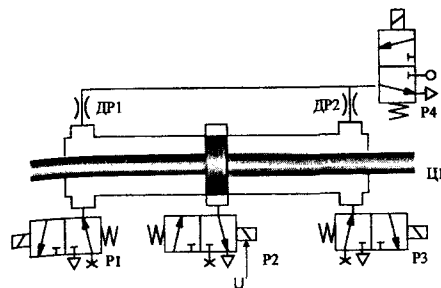


Рис. 3.85. Схема и условные обозначения цилиндра-позиционера

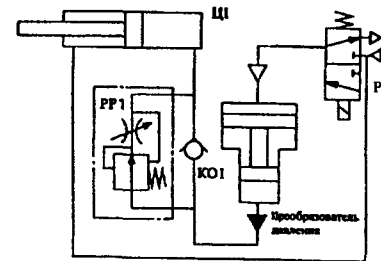


Рис. 3.86. Схема пневмогидравлического привода с одним пневмогидравлическим преобразователем

ний нагрузки, возможно устойчивое движение при экстремально низких скоростях (до 0,1 мм/с) и ускоренное перемещение при перестановочных операциях; редукционным клапаном пневмопривода можно ограничить максимальное усилие.

Пневмогидравлические приводы применяют в тех случаях, когда необходимо получить хорошие регулировочные характеристики и есть возможность использовать подведенную сеть сжатого воздуха.

Основным элементом пневмогидравлических приводов является пневмогидравлический преобразователь, представляющий собой одно- или двухпоршневой бесштоковый цилиндр. Роль пневмогидравлического преобразователя может выполнять рабочий цилиндр специальной конструкции.

На рис. 3.86 приведена принципиальная схема пневмогидравлического привода с пневмогидравлическим преобразователем давления и дроссельным регулированием скорости выдвижения штока цилиндра

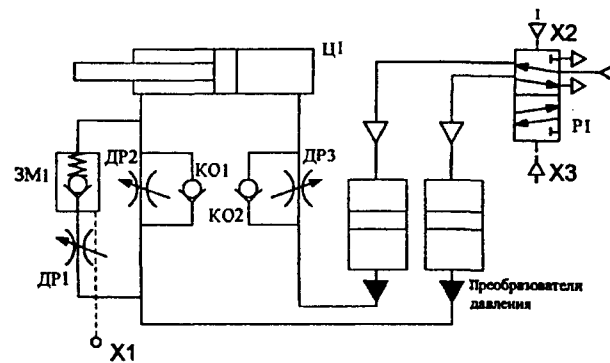


Рис. 3.87. Схема пневмогидравлического привода с двумя пневмогидравлическими преобразователями и гидроцилиндром

*Ц1*. В штоковой полости пневмогидравлического цилиндра постоянно действует давление пневмосети, обеспечивающее торможение поршня и втягивание штока при переключении распределителя *P1*. При втягивании штока жидкость из цилиндра через обратный клапан *КО1* вытесняется в пневмогидравлический преобразователь.

Установив два преобразователя (рис. 3.87), можно регулировать скорость гидроцилиндра *Ц1* в обоих направлениях. Изменение направления движения штока происходит при переключении пневмораспределителя *P1*. При полном закрытии дросселей *ДР2* и *ДР3* возможна остановка в промежуточной позиции. Если на гидрозамке *ЗМ1* нет управляющих сигналов, то цилиндр блокируется.

## Глава 4

### ПЕРЕДАТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ РОБОТОВ

#### 4.1. Классификация схем манипуляторов, зависящая от расположения привода

Передаточные механизмы манипуляционных роботов являются промежуточными звеньями между двигателем и исполнительным органом. Выбор того или иного типа передаточного механизма зависит от компоновочной схемы манипуляционных устройств.

В зависимости от места расположения приводов различают четыре схемы манипуляционных устройств:

с приводами 4 на звеньях манипуляционного устройства 1 (рис. 4.1, а);

с приводами на основании и жесткой кинематической связью в передаточных механизмах 2 (рис. 4.1, б);

с одним приводом на основании и размыкающими элементами 3 в передаточных механизмах (рис. 4.1, в);

комбинированная схема с расположением части приводов на основании и части — на звеньях.

Преимуществами схемы манипуляционного устройства с приводами на звеньях является простота конструкции передаточных механизмов и относительная несложность программирования движений робота. Недостаток — увеличенная металлоемкость элементов манипуляционного устройства из-за рассредоточения приводов на звеньях по его длине и, увеличение суммарной мощности приводов робота.

Наиболее перспективной реализацией такой схемы является гидравлический погрузочный манипулятор большой грузоподъемности, у которого отсутствует необходимость в установке передаточных механизмов.

С точки зрения минимизации энергозатрат более перспективны схемы с приводами, вынесенными на основание. Они позволяют также уменьшить размеры и массу звеньев манипуляционного устройства, улучшить его маневренность и динамические характеристики [53]. Однако для них сложнее программирование движений робота и необходимо применение чрезвычайно сложной конструкции передаточных механизмов, особенно для схемы, приведенной на рис. 4.1, в. Более того, возникают задачи по устранению кинематического взаи-

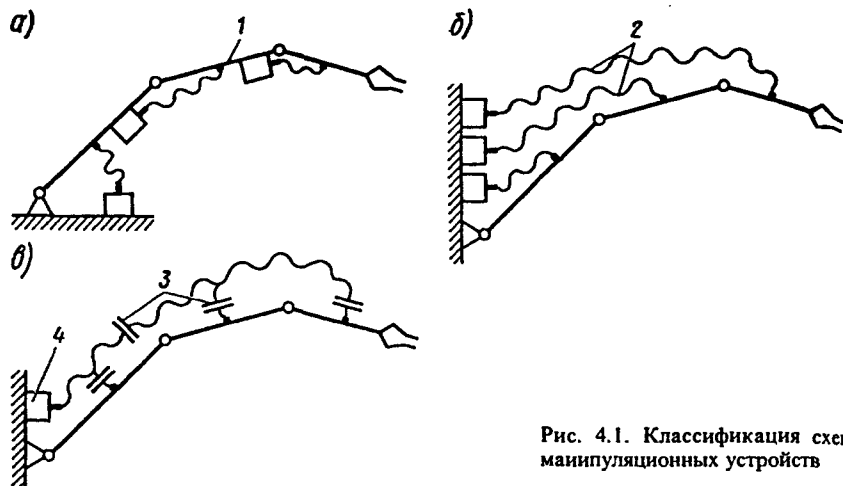


Рис. 4.1. Классификация схем манипуляционных устройств

мовления степеней подвижности, а также зазоров в сложных кинематических цепях передаточных механизмов.

Схемы манипуляционных устройств с приводами, вынесенными на основание, применяют в конструкциях копирующих манипуляторов, где используются электрические приводы и зубчатые передаточные механизмы. Такая же схема реализована в конструкциях сбалансированных манипуляторов.

Наибольшее распространение при создании манипуляционных устройств промышленных роботов нашли комбинированные схемы. Например, робот "Универсал-15" имеет два привода, расположенных на основании и четыре — в подвижной башне. Робот ТУР-10 на основании имеет лишь один привод, а остальные четыре расположены на одном из подвижных звеньев.

#### 4.2. Типы передач, их основные характеристики

Основным назначением передаточных механизмов является преобразование одного вида движения в другое, изменение направления движения, согласование и передача на некоторое расстояние параметров движения, согласование осей двигателей и исполнительных органов.

В передаточных механизмах применяют различные виды передач: зубчатые, реечные, червячные, винтовые (в том числе несоосные винтовые и планетарные винтовые), шариковинтовые, ременные, цепные, канатные, ленточные, стержневые механизмы (в том числе пантографические), планетарные, волновые зубчатые передачи и др.

Схемы и конструктивные особенности передач подробно описаны в учебной и научно-технической литературе по деталям машин, например, [35].

Рассмотрим лишь основные качественные характеристики передач, применяемых в передаточных механизмах манипуляционных роботов, а также наиболее трудоемкие и перспективные передачи.

**Зубчатые** передачи имеют большой КПД, значительную жесткость, долговечность. Высокая технологичность и точность изготовления цилиндрических зубчатых передач позволяют получить приемлемый уровень шума. Недостатками зубчатых передач являются меньшая плавность хода, чем у других, а также наличие кинематической погрешности, определяемой боковым зазором между зубьями, находящимися в зацеплении. Конические зубчатые передачи требуют точной регулировки и более шумны в работе, чем цилиндрические.

Благодаря высокому КПД зубчатых передач возможно применение не только пассивных, но и активных систем выбора зазоров в зацеплении, позволяющих полностью устранить "мертвый" ход передачи.

**Реечная** передача может рассматриваться как частный случай зубчатой цилиндрической, у которой одно из колес обращено в прямолинейную рейку. Реечная передача служит для преобразования вращательного движения шестерни в поступательное движение рейки и наоборот. Для этой передачи характерны все особенности зубчатых передач.

**Червячные** передачи характеризуются дополнительной жесткостью, малой инерционностью, повышенным передаточным отношением, низким уровнем шума и плавностью хода. Недостатком червячной передачи является низкое значение КПД. Вследствие этого активные системы выбора зазоров здесь неприменимы. Особенностью червячных передач с однозаходным червяком является свойство самоторможения в случае попыток передать движение в направлении от червячного колеса к червяку.

**Винтовые передачи скольжения** просты по конструкции, имеют малое значение момента инерции, высокую плавность хода и бесшумны в работе. Однако они имеют низкий КПД, повышенные износ резьбы и зазоры, могут обладать свойством самоторможения.

**Винтовые передачи качения** (шариковинтовые) обладают всеми достоинствами винтовых передач скольжения. Кроме этого они обладают высоким КПД, значительной точностью и плавностью хода, а также меньшим износом, а значит большей долговечностью. В этой передаче возможно исключить зазоры. Недостатками шариковинтовых передач являются большая технологическая сложность изготовления, ограниченная частота вращения винта из-за потерь на перекатывание шариков в возвратных каналах, применение материалов с высо-



кой твердостью контактирующих поверхностей элементов передачи из-за возникновения больших контактных напряжений.

*Ременные* передачи с плоским и клиновидными ремнями в манипуляционных системах роботов практического применения не находят. Исключение составляют зубчаторемные передачи. Достоинствами последних являются возможность передачи вращения на расстояние, постоянство передаточного отношения, высокий КПД, плавность хода и бесшумность в работе, относительно небольшие габаритные размеры, малый момент инерции, практическое отсутствие зазоров.

*Цепные* передачи отличаются отсутствием люфтов при удовлетворительной регулировке. Они обладают большей жесткостью, чем зубчаторемные, однако требуют более тщательного ухода и смазывания.

*Канатные (тросовые)* передачи предназначены как для передачи вращения на некоторое расстояние, так и для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот. Преимуществом их перед остальными передачами является то, что с помощью отклоняющих блоков можно как угодно менять в пространстве направление каната. Эти передачи просты по конструкции, дешевы, обладают высоким КПД и отличаются плавностью хода. Однако в случае применения канатоведущих шкивов необходимо создание предварительного натяжения каната. При этом возможно скольжение в передаче, следствием чего является непостоянство передаточного отношения.

*Ленточные* передачи обладают теми же особенностями, что и канатные, однако они не могут быть пространственными передачами вследствие того, что металлическая лента в поперечном направлении имеет высокую жесткость.

*Стержневые механизмы* служат для передачи угла поворота. Частным случаем такого механизма служит пантографический передаточный механизм. Особенностью стержневых передаточных механизмов является переменность передаточного отношения.

Необходимость реализации в приводах манипуляционных устройств роботов больших значений передаточных отношений предопределило широкое применение планетарных и волновых передач.

### 4.3. Планетарные передачи

Механизм, состоящий из зубчатых колес, в котором геометрическая ось хотя бы одного из колес подвижна, называется планетарным.

Звено планетарного механизма, в котором установлены зубчатые колеса с подвижными осями, называется водилом и обозначается буквой  $h$ . Зубчатые колеса, имеющие подвижные геометрические оси,

называют сателлитами. Сателлиты бывают одновенцовыми, двухвенцовыми и трехвенцовыми.

Ось, вокруг которой вращается водило, называется основной осью. Зубчатые колеса, зацепляющиеся с сателлитами и имеющие оси, совпадающие с основной, называются центральными колесами. Центральные колеса с внешними зубьями обозначаются  $a$  или  $c$ , с внутренними —  $b$  или  $e$ .

Планетарные механизмы обозначают в соответствии с обозначениями его основных звеньев.

Если у планетарного механизма два центральных колеса и водило, то он обозначается  $2k-h$ . Если у планетарного механизма три центральных колеса, то он обозначается  $3k$ . Водило у него не является основным звеном и представляет собой элемент, служащий для поддержания осей сателлитов.

Существует множество схем планетарных передач. Для приводов роботов и манипуляторов применяют те из них, которые имеют большое значение передаточного отношения и КПД.

Рассмотрим схему (рис. 4.2,  $a$ ) наиболее распространенной планетарной передачи типа  $2k$  с одновенцовыми сателлитами, обозначаемой  $A_{ha}^b$ , у которой рациональное передаточное отношение  $u = 3-9$ , а КПД  $\eta = 0,99-0,97$ . Нижние индексы в обозначении планетарных передач представляют ведомое и ведущее основные звенья. Первый индекс обозначает звено, передающее больший крутящий момент, второй — меньший крутящий момент. Вверху ставят индекс, соответствующий обозначению неподвижного звена. Таким образом, на рассматриваемой схеме выходное звено, передающее больший крутящий момент, — водило  $h$ , входное звено — колесо  $a$ , а неподвижное звено — центральное колесо  $b$ .

На рис. 4.2,  $b$  показана схема планетарной передачи типа  $2k$ , обозначаемая  $B_{ha}^b$ . В этом случае сателлиты имеют два венца  $g$  и  $f$ . Рациональное передаточное отношение передачи  $u = 7-16$ , а КПД  $\eta = 0,99-0,97$ .

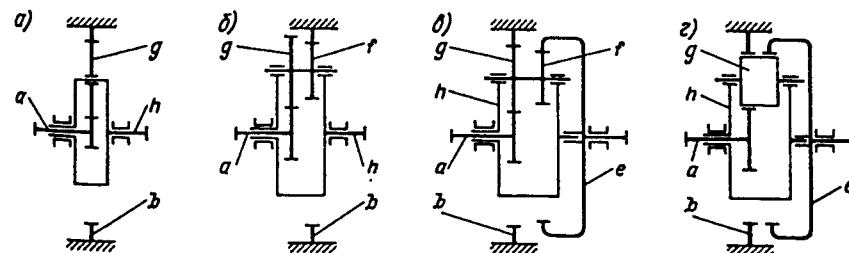


Рис. 4.2. Кинематические схемы планетарных зубчатых передач, применяемых в приводах роботов и манипуляторов

Т а б л и ц а 4.1. Передаточные отношения и угловые скорости элементов планетарных передач

Обозначение передачи	Передаточное отношение		Угловые скорости звеньев
	передачи при $\omega_h = 0$	планетарной передачи	
1	2	3	4
$A_{ha}^h$	$u_{ab}^h = -\frac{z_b}{z_a}$	$u_{ah}^b = 1 - u_{ab}^h$ ; $u_{ah}^b = 1 + \frac{z_b}{z_a}$	$\omega_b = 0$ ; $\omega_a = (1 + \frac{z_b}{z_a})\omega_h$ ; $\omega_g - \omega_h = \frac{2z_b}{z_a} \omega_h$
$B_{ha}^h$	$u_{ab}^h = -\frac{z_b z_g}{z_f z_a}$	$u_{ah}^b = 1 - u_{ab}^h$ ; $u_{ah}^b = 1 + \frac{z_b z_g}{z_f z_a}$	$\omega_b = 0$ ; $\omega_a = (1 + \frac{z_b z_g}{z_f z_a}) \omega_h$ ; $\omega_g - \omega_h = \omega_f - \omega_h = -\frac{z_b}{z_f} \omega_h$
$(3k)_{ea}^b$ с двухвенцовыми сателлитами	$u_{ab}^h = -\frac{z_b}{z_a}$ ;	$u_{ae}^b = \frac{1 - u_{ab}^h}{1 - u_{eb}^h}$ ;	$\omega_b = 0$ ; $\omega_a = u_{ae}^b \omega_e$ ; $\omega_h = \frac{\omega_a}{1 - u_{ab}^h}$ ;
	$u_{cb}^h = \frac{z_b z_f}{z_g z_e}$	$u_{ca}^b = \frac{1 + \frac{z_b}{z_a}}{1 - \frac{z_b z_f}{z_g z_e}}$	$\omega_g - \omega_h = \omega_f - \omega_h = -\frac{z_b}{z_g} \omega_h$
$(3k)_{ea}^b$ с одновенцовыми сателлитами	$u_{ab}^h = -\frac{z_b}{z_a}$ ;	$u_{ae}^b = \frac{1 - u_{ab}^h}{1 - u_{eb}^h}$ ;	$\omega_b = 0$ ; $\omega_a = u_{ae}^b \omega_e$ ; $\omega_h = \frac{\omega_a}{1 - u_{ab}^h}$ ;
	$u_{cb}^h = \frac{z_b}{z_e}$ ;	$u_{ca}^b = \frac{1 + \frac{z_b}{z_a}}{1 - \frac{z_b}{z_e}}$	$\omega_g - \omega_h = -\frac{z_b}{z_g} \omega_h$

Из схем типа  $3k$  наилучшие характеристики имеет планетарная передача  $(3k)_{ea}^b$  (рис. 4.2, в), у которой рациональное передаточное отношение  $u = 20-500$ , а КПД  $\eta = 0,90-0,80$ . Сателлиты в этой схеме — двухвенцовые ( $g$  и  $f$ ).

Большие значения передаточного отношения можно также получить выполнением планетарной передачи по такой же схеме  $(3k)_{ea}^b$ , но с одновенцовыми сателлитами  $g$  (рис. 4.2, з). В ней соответствующим подбором коэффициентов смещения при одном и том же межосевом

расстоянии обеспечивают неравенство чисел зубьев  $z_e \neq z_b$ . Этим достигается получение высоких значений передаточного отношения  $u = 60-500$ , но из-за появления скольжения в корригированных передачах коэффициент полезного действия ниже, чем в предыдущей схеме и лежит в пределах  $\eta = 0,84-0,70$ .

Для схем планетарных механизмов типа  $2k$  передаточное отношение передачи имеет знак минус, т.е.  $u^h < 0$  в случае, когда при остановленном водиле  $h$  колеса  $a$  и  $b$  вращаются в разные стороны. Если при остановленном водиле  $h$  колеса  $a$  и  $b$  вращаются в одном направлении, то передаточное отношение такой передачи имеет знак плюс ( $u^h > 0$ ).

Формулы для определения передаточных отношений и угловых скоростей звеньев рассмотренных планетарных передач приведены в табл. 4.1.

Для приводов, имеющих передаточное отношение большее, чем могут обеспечить указанные схемы планетарных механизмов, применяются двухступенчатые и трехступенчатые планетарные передачи.

Подробные расчеты планетарных передач приведены в [66].

#### 4.4. Волновые передачи

Волновая передача основана на принципе преобразования кинематических параметров в результате волнового деформирования оболочки гибкого звена.

Передача содержит три основных звена: жесткое колесо  $b$ , гибкое колесо  $g$  и волновой генератор (водило)  $h$  (рис. 4.3). При этом волновой генератор преимущественно выполняется внутренним, т.е. помещается внутри гибкого колеса. Одно из колес закрепляется на корпусе. Схема волновой передачи с внутренним расположением генератора волн  $h$  и с закрепленным гибким колесом  $g$  приведена на рис. 4.4, а, с закрепленным жестким колесом  $b$  — на рис. 4.4, б; схемы волновой передачи с наружным расположением генератора волн — на рис. 4.4, в и 4.4, з. Гибкое колесо выполняют в виде гибкой цилиндрической оболочки. В зубчатых волновых передачах с внутренним расположением генератора волн гибкое колесо имеет наружные зубья, жесткое — внутренние зубья, а в передачах с наружным расположением генератора волн — наоборот.

Рассмотрим схему взаимодействия зубьев гибкого и жесткого колес волновой передачи с внутренним расположением генератора

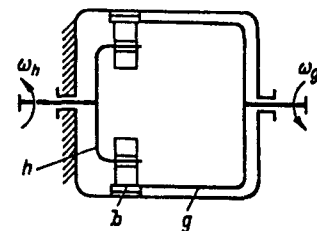


Рис. 4.3. Схема волновой передачи

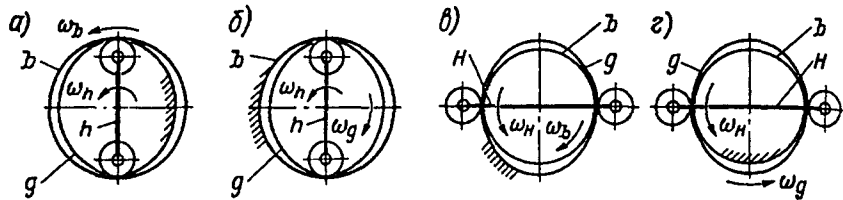


Рис. 4.4. Схемы расположения звеньев волновой передачи

волн при вращении водила  $h$  — генератора волн относительно колес  $b$  и  $g$  (рис. 4.5). Гибкое колесо деформируется таким образом, что в зонах  $A$  и  $E$  между вершинами зубьев гибкого и жесткого колес образуется радиальный зазор, а в зонах  $C$  и  $F$  зубья зацепляются на полную высоту. В зоне  $B$  зубья начинают входить в зацепление, а в зоне  $D$  — выходить из него. Если в зоне  $A$  положения зубьев жесткого и гибкого колес 1 и 1', 2 и 2' совпадают, то в зоне  $C$  они смещены на половину шага  $p/2$ , а в зоне  $E$  — на размер шага  $p$ .

Таким образом, за один полный оборот двухволнового генератора волн незакрепленное зубчатое колесо поворачивается относительно закрепленного на величину двух шагов по окружности делительных диаметров колес. При этом реализуется передаточное отношение для волновой передачи с закрепленным гибким колесом  $g$  (см. рис. 4.4, а)

$$u_{bh}^g = \frac{d_b}{d_b - d_g} = \frac{z_b}{z_b - z_g} \quad (4.1)$$

и с закрепленным жестким колесом  $b$  (см. рис. 4.4, б)

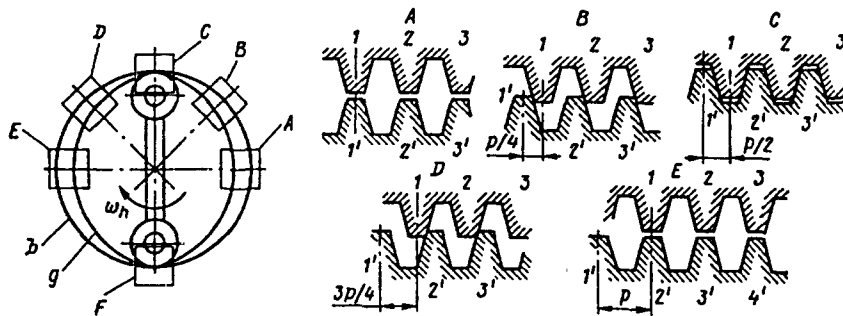


Рис. 4.5. Схема взаимодействия гибкого и жесткого колес в волновой зубчатой передаче

$$u_{gh}^b = -\frac{d_g}{d_b - d_g} = -\frac{z_g}{z_b - z_g}, \quad (4.2)$$

где  $z_g$  и  $z_b$  — число зубьев соответственно гибкого и жесткого колес;  $d_g$ ,  $d_b$  — диаметр их делительных окружностей:

$$d_g = m z_g; \quad d_b = m z_b, \quad (4.3)$$

здесь  $m$  — модуль зацепления.

В приведенной схеме разность чисел зубьев колес  $z_b - z_g = 2$  и равна числу волн  $U$  генератора. Обычно  $U = 2$ , тогда

$$u_{bh}^g = \frac{z_b}{2}, \quad u_{gh}^b = -\frac{z_g}{2}. \quad (4.4)$$

Если передача выполнена с наружным расположением генератора волн  $H$ , то при закрепленном гибком элементе  $g$  передаточное отношение волновой передачи (см. рис. 4.4, в)

$$u_{bH}^g = \frac{d_b}{d_b - d_g} = \frac{z_b}{z_b - z_g} < 0, \quad (4.5)$$

при закрепленном жестком колесе  $b$  (см. рис. 4.4, г)

$$u_{gH}^b = -\frac{d_g}{d_b - d_g} = -\frac{z_g}{z_b - z_g} > 0. \quad (4.6)$$

Если на корпусе закреплен генератор волн, то для волновых передач и с внутренним, и с наружным расположением генератора и ведомым гибким колесом

$$u_{gb}^h = u_{gb}^H = \frac{d_b}{d_g} = \frac{z_b}{z_g}, \quad (4.7)$$

а с ведомым жестким колесом

$$u_{bg}^h = u_{bg}^H = \frac{d_g}{d_b} = \frac{z_g}{z_b}. \quad (4.8)$$

Из схемы (см. рис. 4.5) понятно, что волновая зубчатая передача обеспечивает одновременное зацепление большого числа пар зубьев, которое составляет 20—40 % полного числа зубьев одного из колес [35]. Это обеспечивает высокую нагрузочную способность передачи при малых размерах колес, а также ее высокую кинематическую точность. Волновая зубчатая передача при одинаковых с планетарной передачей нагрузочных характеристиках позволяет получить вдвое меньшую массу и на 65—70 % меньший занимаемый ею объем. Кине-



$\omega_2 = 0$ . При этом заторможена вторая цилиндрическая зубчатая передача. В движении участвуют элементы трех ступеней редуктора: первой цилиндрической зубчатой, первой волновой с внутренним генератором волн и закрепленным жестким колесом, а также второй волновой с закрепленным наружным генератором волн. Общее передаточное отношение этой цепи

$$u_{11} = u_{11} u_{g1h} u_{b2g2} = \frac{z_{21}}{z_{11}} \frac{-z_{g1}}{z_{b1} - z_{g1}} \frac{z_{g2}}{z_{b2}}; \quad (4.10)$$

$\omega_1 \neq 0, \omega_2 \neq 0$ , т.е. входные валы обеих цилиндрических передач вращаются. Для этого случая понятия общего передаточного отношения не существует. Исключение составляют два частных случая, когда  $\omega_1 = \omega_2$  и  $\omega_1 = -\omega_2$ . При этом можно говорить об условно общем передаточном отношении редуктора, различном для каждого из этих случаев.

Для преобразования вращательного движения в поступательное применяется волновая винтовая передача. Так же, как и волновая зубчатая передача, она может обеспечивать герметизацию привода (рис. 4.8). Входным звеном у волновой винтовой передачи является наружный генератор волн  $h$ , расположенный в зоне  $B$  с нормальными условиями работы. Гибкое звено  $g$  представляет собой глухой стакан, внутри которого в зоне его деформации генератором волн выполнена резьба. Жесткое звено  $b$  (винт) — звено, входящее в загрязненную зону  $A$ .

В волновых винтовых передачах трением шаг, направление и число заходов резьбы на гибком и жестком звеньях одинаковы. В недеформированном состоянии гибкого звена средние диаметры резьбы жесткого и гибкого звеньев отличаются на величину диаметальной деформации последнего. Поэтому длина их винтовых линий неодинакова. При вращении генератора волн  $h$  со скоростью  $\omega_h$  и деформировании им гибкого звена средние диаметры резьбы гибкого  $g$  и жесткого  $b$  звеньев в зоне максимальной радиальной деформации совпадают. При этом в месте контакта витков резьбы происходит скольжение профилей винта и гайки в радиальном и тангенциальном направлениях. Поэтому кроме поступательного перемещения  $s$  происходит также вращение винта относительно гайки со скоростью  $\omega_b$ .

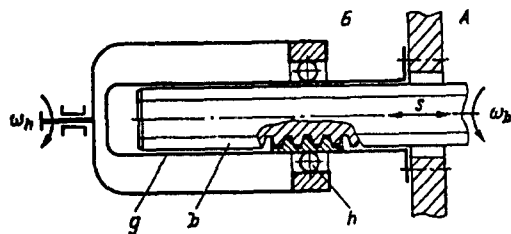


Рис. 4.8. Схема герметизированной волновой винтовой передачи

#### 4.5. Конструкции электромеханических передаточных механизмов

При проектировании копирующих манипуляторов необходимо стремиться к тому, чтобы мощности приводов, перемещения, скорости и ускорения звеньев однозначно или в некотором масштабе отражали значения одноименных параметров руки человека. Исследования в области физиологии труда показали, что скорость движения объекта манипулирования, не требующая сосредоточенного внимания оператора, должна составлять 0,9—1,1 м/с. Это расширяет сферу применения манипуляционных устройств с электромеханическими приводами, устанавливаемыми на звеньях.

В первом варианте [разработка МВТУ им. Н. Э. Баумана по заказу Научно-исследовательского и конструкторского института монтажной технологии (НИКИМТ)] исполнительного устройства копирующего манипулятора с семью степенями подвижности грузоподъемностью 10 кг, были применены электромеханические приводы, устанавливаемые на звенья. Модули были выполнены по одинаковой схеме на выходной крутящий момент 12,0 и 4,0 кг·м (рис. 4.9).

Основными элементами этих модулей являются: электродвигатели I типа ДДЯ-100 или ДДЯ-50 с тахогенератором ТПЯ-0,5, разработанные Новосибирским электротехническим институтом; комбинирован-

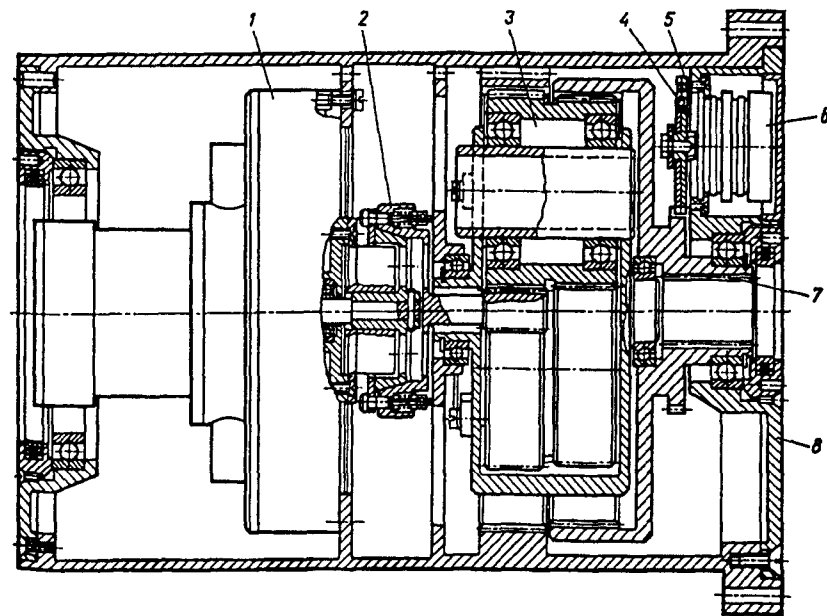


Рис. 4.9. Электромеханический модуль с планетарной зубчатой передачей

ная муфта 2; планетарная передача 3 типа  $(3k)_{2a}^b$  с двухвенцовыми сателлитами; потенциометрический датчик положения 6 системы управления приводом с цилиндрической зубчатой передачей 5 и пружинным механизмом устранения люфта в последней 4.

Комбинированная муфта 2 сочетает в себе качества трех типов муфт: муфта, выполняющая функции стояночного тормоза при выключенном энергопитании привода; муфта предельного момента, обеспечивающая защиту редуктора от кратковременных перегрузок (перегрузочная способность электродвигателей ДДЯ-100 и ДДЯ-50 составляет 5,0–6,0) с проскальзыванием ее фрикционных элементов при перегрузке моментом, равным 1,4 номинального; муфта, обеспечивающая равномерность распределения передаваемого момента с входной шестерни на сателлиты планетарной передачи.

Модуль крепится на звене манипулятора корпусом 8. Выходной момент передается шлицевым соединением 7 выходного подвижного центрального колеса на жестко закрепленной в предыдущем звене манипулятора полуоси.

Люфт в этой планетарной передаче на точность работы копирующего манипулятора влияния не оказывает. Однако при переходе значения статического момента от сил тяжести манипуляционного устройства через ноль люфт ощущается.

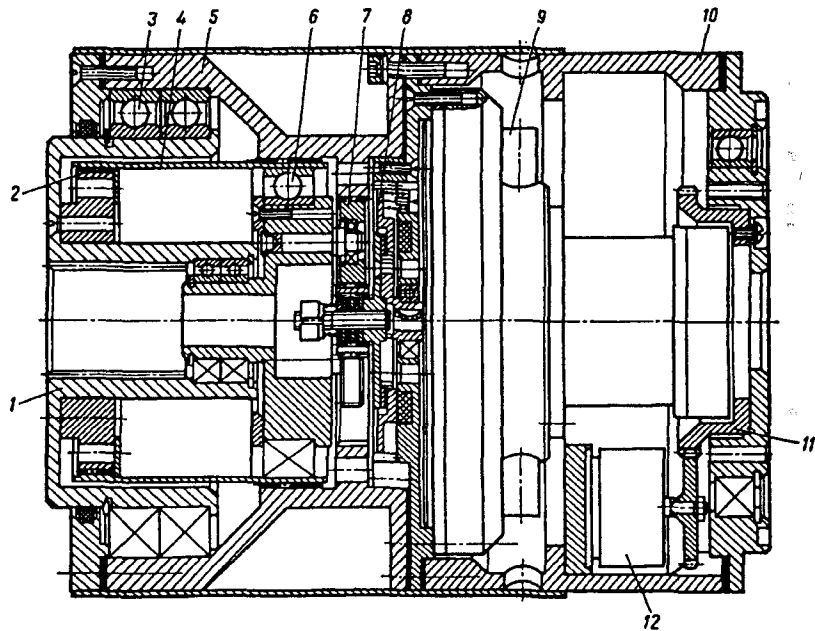


Рис. 4.10. Электромеханический планетарно-волновой модуль

Поэтому для уменьшения суммарного зазора в передаточном механизме во втором варианте модулей для разработанного исполнительного устройства копирующего манипулятора были применены планетарно-волновые электромеханические приводы с выходным крутящим моментом 290 Н·м, 140 Н·м и 37,2 Н·м (рис. 4.10).

Этот модуль состоит из корпуса 10, электродвигателя 9 типа ДДЯ-100 с тахогенератором ТПЯ-0,5, комбинированной муфты 8, сочетающей функции тормозной и муфты предельного момента. Входной ступенью редуктора является планетарная передача 7 типа  $A \frac{b}{ha}$ . На водиле планетарной передачи установлен генератор волн 6 волновой зубчатой передачи с закрепленным жестким колесом 5. Гибкое колесо 4 через зубчатую муфту 2 связано с выходным шлицевым стаканом 1, опирающимся на два подшипника 3. Модуль встраивается на место шарнирного соединения двух звеньев манипуляционного устройства. Все элементы привода заключены в закрытый корпус, который опирается на две полуоси, одна из которых шлицевая, а другая — гладкая. Полуоси жестко закреплены на предыдущем звене манипуляционного устройства. Вал потенциометрического датчика положения 12 приводится через цилиндрическую зубчатую передачу. Входное зубчатое колесо 11 этой передачи должно жестко соединяться с предыдущим звеном манипулятора.

## УРАВНОВЕШИВАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА МЕХАНИЗМОВ МАНИПУЛЯТОРОВ

### 5.1. Основные понятия и определения

Для улучшения энергетических характеристик манипуляционных роботов необходимо уравнивание статических нагрузок, которые проявляются при работе роботов и манипуляторов в гравитационном поле. Для работ в условиях отсутствия гравитации этой проблемы не существует. Примером может служить манипуляционное устройство "Челнока", предназначенное для работы в космическом пространстве (см. рис. 1.6).

Статические нагрузки на элементы манипуляционного исполнительного устройства разделяют на постоянные и переменные. К постоянным статическим нагрузкам относят те, что определяются силами тяжести подвижных звеньев манипуляционного устройства, постоянно действующими при его работе. Переменные статические нагрузки определяются массой объекта манипулирования, которая в процессе работы манипуляционного робота может изменяться от нуля до номинального значения, равного грузоподъемности робота.

Уравнивание в манипуляционных устройствах имеет целью разгрузить приводы степеней подвижности от действия статических нагрузок. В современных роботах масса манипуляционного устройства в 10—15 раз превышает массу объекта манипулирования [53]. Поэтому уравнивание массы исполнительного устройства робота является эффективным средством снижения мощности двигателей. При наличии уравнивающих устройств мощность приводов робота расходуется только на полезную работу — манипуляции с грузом, а также на преодоление сил инерции при неустановившемся движении и сил трения в приводах и кинематических парах механизма манипулятора.

Применяют три способа силовой разгрузки приводов манипуляционного устройства: активный, пассивный и комбинированный.

*Активная силовая разгрузка* осуществляется с помощью дополнительных приводов системы уравнивания, которые могут быть пневматическими, гидравлическими, электромеханическими. Эти дополнительные приводы развивают усилия, компенсирующие статические нагрузки на основные приводы степеней подвижности манипуля-

ционного устройства. Применение активной силовой разгрузки позволяет значительно уменьшить мощность основных приводов. Однако суммарная мощность всех приводов робота при этом не уменьшается, что свидетельствует о малой эффективности данного способа уравнивания.

*Пассивная силовая разгрузка* предполагает использование сил гравитации, упругой деформации или энергии сжимаемого газа. По этому признаку уравнивающие устройства разделяют на грузовые, пружинные и пневматические. Все эти системы уравнивания позволяют уменьшить мощность не только основных приводов манипуляционного устройства, но и совокупную мощность робота или манипулятора.

*Комбинированная силовая разгрузка* включает элементы активной и пассивной разгрузки приводов манипуляционного устройства.

### 5.2. Грузовые уравнивающие устройства

Применение грузового уравнивания ограничивается только манипуляторами ручного управления, либо исполнительными устройствами с малыми скоростями приводов. Это объясняется тем, что противовесы, применяемые для статического уравнивания манипуляторов, имеют большие габариты, массу и момент инерции. Вследствие этого при высоких скоростях и ускорениях в приводах современных роботов и манипуляторов в случае применения грузового уравнивания могли бы возникать значительные динамические нагрузки, которые повлекли бы за собой увеличение размеров сечения звеньев, их массы, а значит и мощности приводов.

Рассмотрим схему грузового уравнивания простейшего пантографического сбалансированного манипулятора (рис. 5.1). В нем используется один линейный привод вертикального перемещения 3. Горизонтальное перемещение груза выполняется вручную с помощью механизма пантографа, содержащего четыре шарнирно соединенных между собой рычага 4, 5, 6, 7. Это движение обеспечивается горизонтальным перемещением в направляющих вилки 9 роликов 8, уста-

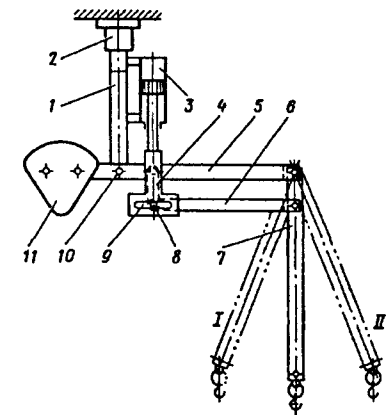


Рис. 5.1. Схема грузового уравнивающего устройства пантографического сбалансированного манипулятора

новленных на оси шарнирного соединения звеньев 4 и 6 пантографа. Поворот манипулятора производится также вручную посредством колонны 1, шарнирно установленной на стойке 2 манипулятора. Уравновешивание манипулятора осуществляется противовесом 11, установленным на звене 5 пантографа.

Очевидно, что уравновешивание для данной схемы будет неполным. В положении I звена 7 сумма моментов сил тяжести звеньев пантографа относительно оси шарнира 10 меньше, чем в положении II. В то же время значение уравновешивающего момента от противовеса для обоих положений будет одинаково.

Полное грузовое уравновешивание может быть осуществлено для пантографического исполнительного устройства сбалансированного манипулятора, приведенного на рис. 5.2, у которого точка D подвеса грузового блока расположена правее крайней рабочей точки C пантографа [79].

Уравнение равновесия такого механизма имеет вид:

$$Q_{ГБ} (l_1 \cos \beta + l_2 \sin \alpha) + Q_1 \left( \frac{l_1}{2} \cos \beta + l_2 \sin \alpha \right) + Q_2 \frac{l_2}{2} \sin \alpha + Q_3 \left( \frac{l_3}{2} \cos \beta + l_5 \sin \alpha \right) + Q_4 \left( \frac{l_4}{2} \sin \alpha + l_3 \cos \beta + l_5 \sin \alpha \right) = R (l_3 \cos \beta + l_5 \sin \alpha),$$

где  $Q_{ГБ}$  — сила тяжести грузового блока;  $Q_1-Q_4$  — сила тяжести рычагов пантографа, приложенная в середине каждого рычага;  $l_1-l_4$  — длина рычагов;  $l_5$  — расстояние от левой крайней рабочей точки до шарнира, соединяющего второй и третий рычаги пантографа;  $R$  — уравновешивающая сила;  $\alpha$  — угол между вертикалью и вторым рычагом;  $\beta$  — угол между горизонталью и первым рычагом.

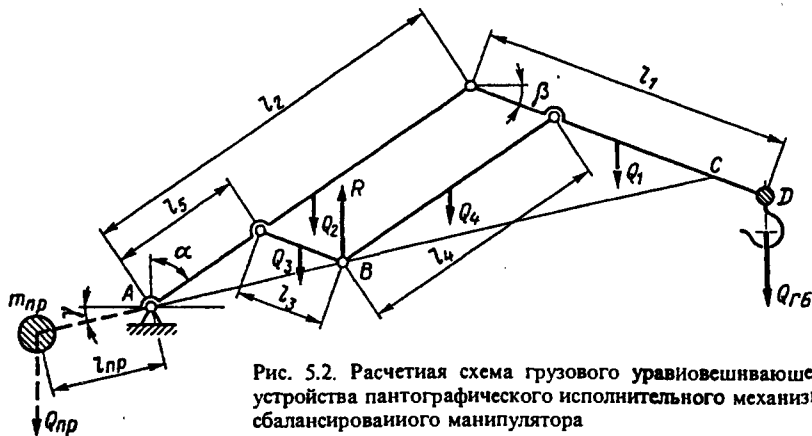


Рис. 5.2. Расчетная схема грузового уравновешивающего устройства пантографического исполнительного механизма сбалансированного манипулятора

После преобразования:

$$(Q_{ГБ} l_1 + Q_1 \frac{l_1}{2} + Q_3 \frac{l_3}{2} + Q_4 l_3) \cos \beta + [Q_{ГБ} l_2 + Q_1 l_2 + Q_2 \frac{l_2}{2} + Q_3 l_5 + Q_4 (\frac{l_4}{2} + l_5)] \sin \alpha = R l_3 \cos \beta + R l_5 \sin \alpha. \quad (5.1)$$

Из уравнения очевидно, что заключенные в скобки коэффициенты при  $\cos \beta$  и  $\sin \alpha$  в левой части равны коэффициентам соответствующих тригонометрических функций в правой части, т. е.

$$Q_{ГБ} l_1 + Q_1 \frac{l_1}{2} + Q_3 \frac{l_3}{2} + Q_4 l_3 = R l_3 \quad (5.2)$$

и

$$Q_{ГБ} l_2 + Q_1 l_2 + Q_2 \frac{l_2}{2} + Q_3 l_5 + Q_4 (\frac{l_4}{2} + l_5) = R l_5. \quad (5.3)$$

Из уравнения (5.3), содержащего силы тяжести всех элементов пантографа, определяют уравновешивающую силу

$$R = [Q_{ГБ} l_2 + Q_1 l_2 + Q_2 \frac{l_2}{2} + Q_3 l_5 + Q_4 (\frac{l_4}{2} + l_5)] / l_5. \quad (5.4)$$

Как видно из формулы (5.4), уравновешивающая сила остается постоянной и не зависит от положения звеньев пантографа.

Для создания полностью уравновешенного пантографического исполнительного механизма сбалансированного манипулятора остается определить соотношение между длинами его звеньев. Из формулы (5.2) и (5.3) можно определить  $l_3$ , если задать длину  $l_5$ :

$$l_3 = \frac{(Q_{ГБ} + \frac{Q_1}{2}) l_1 l_5}{Q_{ГБ} l_2 + Q_1 l_2 + \frac{Q_2}{2} l_2 + \frac{Q_3}{2} l_5 + \frac{Q_4}{2} l_4}$$

Имея в виду, что  $l_2 = l_5 + l_4$ , получим

$$l_3 = \frac{(Q_{ГБ} + \frac{Q_1}{2}) l_1 l_5}{(Q_{ГБ} + Q_1 + \frac{Q_2}{2} + \frac{Q_3}{2}) l_5 + (Q_{ГБ} + Q_1 + \frac{Q_2}{2} + \frac{Q_4}{2}) l_4} \quad (5.5)$$

Для того, чтобы получить полную определенность, необходимо задать длину звеньев  $l_4$  и  $l_1$ .

Определив по формуле (5.4) значение уравновешивающей силы  $R$ , находят значение момента уравновешивания

$$M_{мр} = R (l_3 \cos \beta + l_5 \sin \alpha \sin \alpha), \quad (5.6)$$

где угол  $\beta$  определен графическим способом при условии, что механизм пантографа установлен в положение, когда угол  $\alpha = 90^\circ$ .



Наиболее простым способом частичного уравнивания исполнительного устройства рассматриваемого манипулятора будет грузовое уравнивание посредством установки на звено 2 противовеса массой  $m_{пр}$  на плече  $l_{пр}$ , отложенном на продолжении линии, соединяющей среднюю  $B$  и левую крайнюю  $A$  рабочие точки пантографа,

$$m_{пр} = M_{мр} / (gl_{пр} \cos \gamma), \quad (5.7)$$

где  $g$  — ускорение свободного падения;  $\gamma$  — угол между горизонталью и линией, проведенной через крайние и среднюю рабочие точки пантографа (см. рис. 5.2).

Угол  $\gamma$  определяется при  $\alpha = \beta = 90^\circ$ .

Полное грузовое уравнивание возможно при установке двух противовесов массой  $m = R/g$  на плечах, обеспечивающих их горизонтальных проекций в соответствии со слагаемыми, приведенными в скобках формулы (5.6).

### 5.3. Пружинные уравнивающие устройства

Пружинные системы уравнивания статических нагрузок роботов и манипуляторов являются наиболее эффективными для улучшения энергетических характеристик манипуляционных устройств. Как правило, манипуляционные устройства в соединениях звеньев содержат поступательные и вращательные кинематические пары пятого класса. В соответствии с этим статические нагрузки могут быть постоянными для поступательных пар или изменяться для вращательных пар по закону синуса (или косинуса). Следовательно, уравнивающие устройства для них должны обладать соответствующими нагрузочными характеристиками. При этом рекомендуется применять пружины преимущественно постоянной жесткости, которые просты по конструкции и обладают стабильными характеристиками.

*Пружинное уравнивающее устройство с постоянной нагрузочной характеристикой* — это механизм с постоянным усилием на выходном элементе

$$Q(\alpha) = \text{const.}$$

Расчетная схема такого пружинного уравнивающего устройства приведена на рис. 5.3 [53]. Здесь постоянная нагрузка, например сила тяжести  $Q$  груза 1, передается с помощью гибкого элемента 2 (каната) на блок-кулачок 3, образующий переменное плечо  $l$ . Момент силы  $Q$  на этом плече уравнивается моментом силы  $P$  пружины 5, связанной другим гибким элементом с блоком 4 постоянного радиуса  $R$ , жестко соединенным с кулачком 3, т. е.

$$Ql = PR. \quad (5.8)$$

Это равенство будет сохраняться при условии, что плечо  $l$  приложения силы  $Q$  изменяется пропорционально углу поворота кулачка

$$l = \rho = a\varphi, \quad (5.9)$$

где  $a$  — параметр спирали,  $\varphi$  — текущее значение угла кривой, по которой профилирована рабочая поверхность кулачка.

При значении угла  $\varphi > 2\pi$  эта кривая с достаточной степенью точности представляет собой спираль Архимеда.

Примем за исходное положение механизма то, при котором потенциальная энергия груза максимальна, а пружины — минимальна. Поэтому

$$Q\rho_0 = P_1R, \quad (5.10)$$

где  $\rho_0 = a\varphi_0$  и  $P_1$  — соответственно начальный радиус спирали и начальное усилие пружины.

Перемещение груза из исходного положения вызывает поворот блоков на угол  $(\varphi - \varphi_0)$ , что вызывает деформацию пружины. Сила упругости пружины в этом случае:

$$P = P_1 + cR(\varphi - \varphi_0), \quad (5.11)$$

где  $c$  — коэффициент жесткости пружины.

Уравнение (5.8) приобретает вид:

$$Q\rho = [P_1 + cR(\varphi - \varphi_0)]R. \quad (5.12)$$

После вычитания уравнения (5.10) из уравнения (5.12) получим:

$$Q(\rho - \rho_0) = cR^2(\varphi - \varphi_0).$$

Откуда с учетом формулы (5.9)

$$c = Qa / R^2. \quad (5.13)$$

Длина рабочего участка дуги спирали Архимеда должна быть равной заданному ходу пружины  $H$ , т. е.  $L = H$ , и для начального значения угла  $\varphi_0$  и конечного  $\varphi_K$  определится как:

$$L = \frac{a}{2} \left[ \varphi_K \sqrt{\varphi_K^2 + 1} - \varphi_0 \sqrt{\varphi_0^2 + 1} + \ln \frac{\varphi_K + \sqrt{\varphi_K^2 + 1}}{\varphi_0 + \sqrt{\varphi_0^2 + 1}} \right]. \quad (5.14)$$

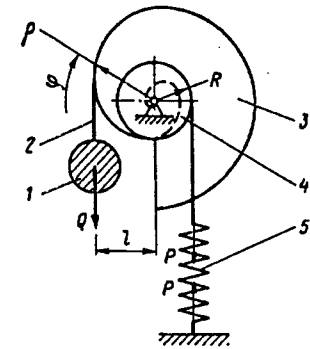


Рис. 5.3. Расчетная схема пружинного уравнивающего устройства с постоянной нагрузочной характеристикой

Таким образом, задавшись значениями  $\varphi_0$ ,  $\varphi_K$  и  $H$ , можно определить параметр спирали

$$a = 2H / \left( \varphi_K \sqrt{\varphi_K^2 + 1} - \varphi_0 \sqrt{\varphi_0^2 + 1} + \ln \frac{\varphi_K + \sqrt{\varphi_K^2 + 1}}{\varphi_0 + \sqrt{\varphi_0^2 + 1}} \right), \quad (5.15)$$

а через него, а также заданные значения  $Q$  и  $R$  по (5.13) определить основной параметр пружины — жесткость  $c$ .

Наименьшее значение радиуса канатного блока по средней линии навитого каната [5.2].

$$R_{\min} = 0,5dh_2, \quad (5.16)$$

где  $d$  — диаметр стального проволочного каната, выбираемый в соответствии с государственным стандартом в зависимости от разрывного усилия

$$Q_p = Qn,$$

где  $n$  — коэффициент запаса прочности каната на разрыв,  $h_2$  — коэффициент выбора диаметра блока, определяемый правилами Госгортехнадзора России. Значения коэффициентов выбирают в зависимости от режима работы механизма [74].

Коэффициенты выбора диаметра блока  $h_2$  приведены ниже.

Группа режима работы механизма по ГОСТ 25835—83	1М	2М	3М	4М	5М	6М
Коэффициент выбора диаметра блока $h_2$	12,5—16,0	18,0	20,0	22,4	25,0	28,0

*Пружинное уравновешивающее устройство с синусной нагрузочной характеристикой* — это механизм с упругим элементом, обеспечивающий на выходном элементе закон изменения момента сил

$$M(\alpha) = M_{\max} \sin \alpha,$$

где  $M_{\max}$  — наибольший момент, развиваемый механизмом уравновешивания;  $\alpha$  — угол поворота выходного элемента механизма.

Наиболее простая схема синусного уравновешивающего устройства приведена на рис. 5.4. Со стойкой 2 вращательной кинематической парой пятого класса связано звено 3 с центром масс в точке  $C$ . В точках  $A$  и  $B$  на кривошипе 1 звена  $DC$  шарнирно закреплена пружина 4.

Для уравновешенного состояния механизма необходимо выполнение равенства

$$QR \sin \alpha = Pl, \quad (5.17)$$

где  $Q$  — сила тяжести звена  $DC$  с кривошипом;  $R$  — радиус вращения центра масс  $C$  звена относительно вращательной кинематической пары;  $\alpha$  — угол отклонения звена от вертикали;  $l$  — плечо действия усилия  $P$  пружины, кото-

рое при постоянном коэффициенте жесткости  $c$  определяется выражением:

$$P = \lambda c, \quad (5.18)$$

здесь  $\lambda$  — деформация пружины.

Плечо  $l$  и деформацию пружины  $\lambda$  можно выразить так:

$$l = a \sin \beta = b \sin \gamma; \quad (5.19)$$

$$\lambda = a \cos \beta + b \cos \gamma. \quad (5.20)$$

С учетом формул (5.17), (5.18), (5.19), (5.20), а также наибольшего момента, создаваемого механизмом уравновешивания,

$$M_{\max} = QR,$$

можно записать выражение для определения коэффициента жесткости пружины

$$c = M_{\max} / ab. \quad (5.21)$$

Наибольшая деформация пружины

$$\lambda_{\max} = a + b, \quad (5.22)$$

поэтому наибольшее значение усилия пружины:

$$P_{\max} = (a + b) c,$$

или

$$P_{\max} = M_{\max} (a + b) / ab. \quad (5.23)$$

Уравнение полной потенциальной энергии пружинного механизма имеет вид:

$$\Pi = c \lambda_{\max}^2 / 2. \quad (5.24)$$

С учетом формулы (5.21) и (5.22)

$$\Pi = M_{\max} (a + b)^2 / 2ab. \quad (5.25)$$

Следовательно минимальное значение полной потенциальной энергии возможно при  $a = b$ . Поэтому для идеального синусного уравновешивающего устройства при  $a = b$  коэффициент жесткости пружины

$$c = M_{\max} / a^2. \quad (5.26)$$

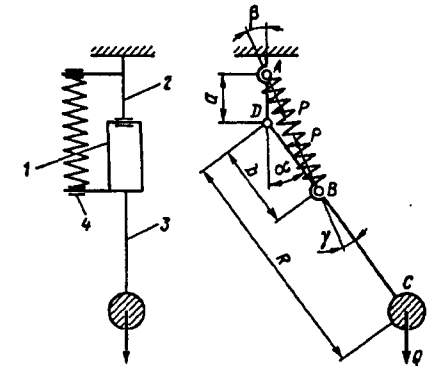


Рис. 5.4. Расчетная схема синусного пружинного уравновешивающего устройства

Приведенные выше рассуждения справедливы для идеальной схемы, когда коэффициент жесткости пружины постоянен на всем расстоянии от точки *A* до точки *B*. Но реальная пружина растяжения должна иметь зацепы, поэтому для реализации идеального синусного уравновешивающего устройства нужны некоторые дополнительные средства.

Рассмотрим схемы реальных синусных уравновешивающих устройств (рис. 5.5), у которых для требуемого размещения пружин использованы кулисы. При этом вариант, показанный на рис. 5.5, *a*, предполагает использование пружины растяжения и кулисы, установленной параллельно пружине, а на рис. 5.5, *б* — пружины сжатия, установленной последовательно с кулисой.

Для этих схем достигается постоянство параметров *a* и *b* устройства, но конструкция в этом случае требует больших размеров, чем в схеме, приведенной на рис. 5.4. Этот недостаток может быть компенсирован применением гибких элементов в сочетании с отклоняющимися блоками.

Применение рассмотренных схем пружинного уравновешивания покажем на примере манипуляционного устройства робота УЭМ-2 МВТУ [53]. Манипулятор этого робота (рис. 5.6) имеет шесть степеней подвижности, реализованных вращательными кинематическими парами пятого класса I—VI. На стойке 9 шарнирно установлено поворотное звено 7 с двумя пружинными уравновешивающими устройствами 8. Со звеном 7 шарнирно связано плечо 6 длиной  $l_2$ , масса которого  $m_2$  сосредоточена в точке, отстоящей на расстоянии  $r_2$  от оси вращения плеча. Предплечье 4 длиной  $l_3$  имеет массу  $m_3$ , сосредоточенную в точке на расстоянии  $r_3$  от оси вращения предплечья. Кисть 3 поворачивается в кинематической паре V и несет на себе захват 2. Приводы каждой степени подвижности установлены на звеньях манипуляционного устройства. Механические передачи 5 и 1 передают движение на предплечье и кисть соответственно. Их применение упрощает компоновку манипуляционного устройства и позволяет приблизить эти приводы к стойке с целью уменьшить статические нагрузки от их масс.

Для кисти уравновешивание не столь актуально, так как у конструктора есть возможность скомпоновать это звено так, чтобы центр его масс лежал на оси кинематической пары V.

Уравновешивание необходимо для плеча и предплечья, поскольку приводы этих звеньев будут испытывать значительные постоянные статические нагрузки. Статический момент сил тяжести плеча и предплечья с кистью для случая, когда ось вращения звена 7 относительно стойки расположена по вертикали (см. рис. 5.6), определится из выражения:

$$M_2 = m_2 g r_2 \sin \alpha_2 + m_3 g [l_2 \sin \alpha_2 + r_3 \sin (\alpha_2 + \alpha_3)]$$

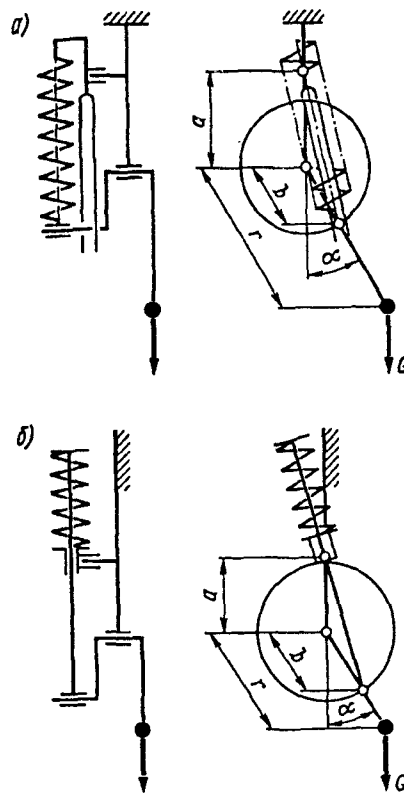


Рис. 5.5. Кинематические схемы реальных синусных пружинных уравновешивающих устройств

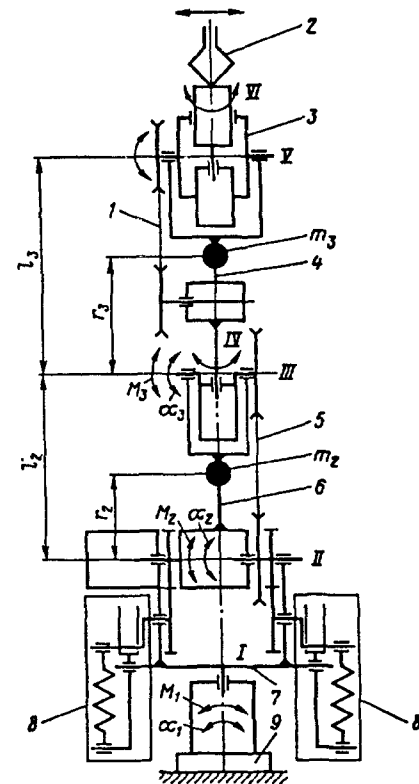


Рис. 5.6. Кинематическая схема манипуляционного робота УЭМ-2 МВТУ

при условии, что угол поворота  $\alpha_2$  плеча 6 отсчитывается от вертикальной оси поворота звена 7, а угол поворота  $\alpha_3$  предплечья 4 — относительно продольной оси плеча.

Пружинные уравновешивающие устройства 8 выполнены по схеме, приведенной на рис. 5.5, *a*. Левое уравновешивающее устройство предназначено для компенсации статического момента от масс плеча  $m_2$ , а также предплечья с кистью  $m_3$ . Правое уравновешивающее устройство предназначено для компенсации статического момента  $M_3$  от масс предплечья с кистью  $m_3$  и рассчитывается по выражению:

$$M_3 = m_3 g r_3 \sin (\alpha_2 + \alpha_3) .$$

Вследствие применения механической передачи 5 правое уравновешивающее устройство частично разгружает левое на величину момента  $M_3$ . Поэтому расчетным значением для левого уравновешивающего устройства будет выражение

$$M_{2p} = (m_2 r_2 + m_3 l_2) g \sin \alpha_2.$$

Применение рассмотренного способа пассивной силовой разгрузки позволяет практически полностью избежать затрат энергии на преодоление статических нагрузок от неуравновешенных звеньев манипулятора вместе с приводами. Мощность робота в таких случаях расходуется только на перемещение в рабочем пространстве объекта манипулирования и преодоление сил трения в приводах и кинематических парах манипуляционного устройства.

## Глава 6

### НЕСУЩИЕ КОНСТРУКЦИИ МАНИПУЛЯТОРОВ

#### 6.1. Общие положения

Несущими конструкциями или элементами манипуляторов по аналогии с несущими конструкциями других видов изделий и машин (подъемно-транспортных, строительных, дорожных и т.п.) будем называть звенья 1, 2, 3 робота (рис. 6.1), траверсу 3, руку 5, мост 6 (рис. 6.2), которые воспринимают действие нагрузок (полезной, инерционной, сил тяжести и др.). Силовой анализ манипуляторов роботов важен для управления податливостью, т.е. способностью робота реагировать на внешние силы изменением своей траектории.

Конструкции манипуляторов должны обладать необходимой несущей способностью (прочностью, устойчивостью) при эксплуатации, во время испытаний, при транспортировании и монтаже, иметь необходимую жесткость, удовлетворять эстетическим требованиям.

При проектировании несущих конструкций следует соблюдать нормы по защите конструкций от коррозии, а также противопожарные нормы. Все конструкции должны быть доступны для наблюдения, очистки, окраски, не должны задерживать влагу.

При разработке новых несущих конструкций следует предусматривать: выбор оптимальных в технико-экономическом отношении схем изделий, сечений элементов; использование экономичных профилей проката, эффективных марок материалов; требования технологичности при изготовлении, транспортировании и монтаже; применение заводских и монтажных соединений прогрессивных типов.

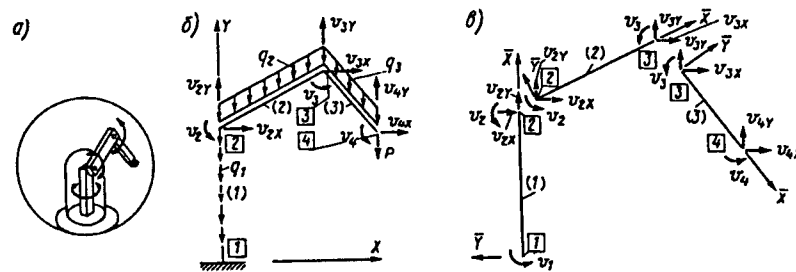


Рис. 6.1. Конструкция робота с угловой системой координат и схема разбивки конструкции на отдельные элементы

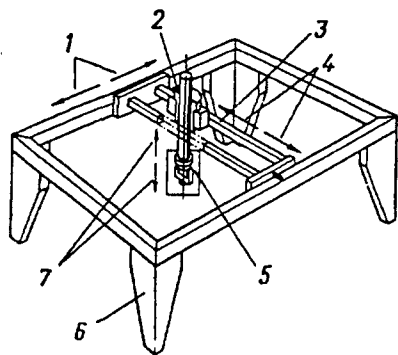


Рис. 6.2. Конструкция мостового робота: 1 — продольное движение траверсы; 2 — каретка мостового робота; 3 — траверса; 4 — поперечное движение каретки; 5 — рука мостового робота; 6 — мост; 7 — вертикальное движение схвата

Для несущих конструкций манипуляторов применяют прокатные углеродистые и низколегированные стали. Реже используют прокат из алюминиевых сплавов. В ряде случаев находят применение термопластические материалы и пластмассы, армированные стекло- или углеволокном.

Эти материалы имеют высокую упругость, высокий коэффициент демпфирования, малый удельный вес. К недостаткам относятся: снижение прочности при нагреве и повышении влажности, трудности при формировании конструктивных форм со сложными поверхностями, сложность

соединения звеньев, очень высокая стоимость.

Свойства и качество сталей определяются основными техническими характеристиками — механическими свойствами и химическим составом. Механические свойства сталей (модуль упругости  $E$ , предел текучести  $\sigma_T$  и др.) определяют прочность, упругость, пластичность материалов, а также их склонность к хрупкому разрушению, которое косвенно оценивается ударной вязкостью  $a_n$ . Большое значение при выборе стали имеют технологические характеристики — свариваемость, осадка, сплющивание и др.

В зависимости от предела текучести и временного сопротивления разрыву при растяжении все стали, применяемые для металлоконструкций, подразделяют на условные группы обычной, повышенной и высокой прочности.

Вводимые в расчеты значения пределов текучести ( $\sigma_T = 235$  МПа;  $\sigma_T = 295$  МПа;  $\sigma_T = 325$  МПа;  $\sigma_T = 330$  МПа и др.) являются минимальными (браковочными), полученными в результате большого числа испытаний образцов.

Углеродистые стали (ГОСТ 8731—87, 1050—88, 14637—89, 535—88, ТУ 14-16-30) в виде труб, листового, фасонного, сортового проката выпускают с гарантиями по механическим свойствам, химическому составу. Одной из типовых марок стали обычной прочности является сталь Ст3, обладающая достаточно высокими механическими свойствами, в том числе и удовлетворительной ударной вязкостью ( $a_n \geq 70$  Дж/см<sup>2</sup> при 20 °С и  $a_n \geq 30$  Дж/см<sup>2</sup> при —20 °С), а также хорошими технологическими свойствами — свариваемостью, пластичностью. Наряду со сталью марки Ст3 применяют стали марок Ст10, Ст20.

Низколегированные стали (ГОСТ 8731—87, ТУ 14-16-30) в виде листового, широкополосного, фасонного проката в конструкциях манипуляторов находят применение для несущих элементов. Типовыми марками являются марки 09Г2, 09Г2С, 15ХСНД, 17Г1С, 10ХСНД, 14Г2АФ. Из сталей повышенной прочности применяют стали марок 16Г2АФ, 18Г2АФ и др. Выбор марки стали существенно связан с расчетной температурой эксплуатации, наличием атмосферы с повышенной коррозионной активностью.

Применение алюминиевых сплавов (АМг, АМц и др.) для несущих элементов следует считать перспективным в первую очередь с точки зрения создания конструкций облегченного типа.

Конструктивные формы элементов несущих конструкций манипуляторов создаются из прокатных изделий, изготавливаемых на металлургических заводах. Для стальных конструкций применяют листовую и профильную прокатную сталь. Все большее распространение получают профили, изготавливаемые из листовой и полосовой стали путем гибки на специальных гибочных прессах или холодной прокатки. В металлических конструкциях широко применяют составные профили, которые формируют сваркой и с помощью отдельных полос, листов и фасонных элементов.

В расчетах несущих конструкций манипуляторов роботов применяются метод предельных состояний и метод допускаемых напряжений.

Под предельным состоянием конструкции понимают такое ее состояние, при котором она перестает удовлетворять заданным требованиям эксплуатации изготовления во время испытаний, транспортирования и монтажа. Предельные состояния металлических конструкций манипуляторов подразделяются на две группы:

состояние по потере несущей способности или полной непригодности к эксплуатации;

состояние по непригодности к нормальной эксплуатации.

В первом случае цель расчета заключается в предупреждении конструкции от разрушения (хрупкого, вязкого, усталостного), от потери устойчивости формы. Во втором случае цель расчета состоит в недопущении в конструкции развития чрезмерных перемещений (прогибов, углов поворота) при статическом нагружении, а в ряде случаев — в недопущении длительного времени затухания колебаний конструкции при динамических нагрузках и нарушении санитарно-гигиенических требований к вибрационному воздействию на организм операторов.

Условие для первой группы предельных состояний имеет вид

$$N \leq \Phi,$$

где  $N$  — наибольшая (расчетная) сила (продольная, поперечная, момент) в рассматриваемом элементе конструкции;  $\Phi$  — наименьшее (расчетное) значение несущей способности элемента.

Результирующее расчетное усилие в элементе с учетом расчетных сочетаний нагрузок, устанавливаемых для каждого вида изделия, выражается через нормативные нагрузки:

$$N = \sum_i \alpha_i \gamma_i P_{ni},$$

где  $\alpha_i$  — сила в элементе при  $P_{ni} = 1$ ;  $\gamma_i$  — коэффициент перегрузки по нагрузке  $P_{ni}$ ;  $P_{ni}$  — нормативное значение  $i$ -й нагрузки.

Наименьшее значение несущей способности элемента

$$\Phi = RA \gamma_c,$$

где  $R$  — расчетное сопротивление материала;  $A$  — геометрический фактор элемента (площадь, момент сопротивления и т.п.);  $\gamma_c$  — коэффициент условий работы элемента конструкции;  $\gamma_c = \gamma_c' \gamma_c'' = \gamma_c'''$ ;  $\gamma_c'$  — коэффициент, учитывающий ответственность рассчитываемого элемента,  $\gamma_c' = 1-0,75$ ; при опасности хрупкого разрушения  $\gamma_c' = 0,6$ ;  $\gamma_c''$  — коэффициент, который учитывает возможные повреждения элементов конструкции при эксплуатации, транспортировании, монтаже;  $\gamma_c'''$  — коэффициент, учитывающий несовершенства расчета для роботов различных типов.

При расчетах на прочность расчетное сопротивление  $R$  принимается как

$$R_y = R_{yn} / \gamma_m,$$

где  $R_{yn}$  — нормативное сопротивление материала, равное нормативному пределу текучести  $\sigma_T$ ;  $\gamma_m$  — коэффициент надежности по материалу,  $\gamma_m = 1,05-1,1$ .

При расчетах на устойчивость

$$R = R_y \phi,$$

где  $\phi$  — коэффициент продольного изгиба центрально-сжатых элементов;  $\phi = \phi_e$  при внецентренном сжатии;  $\phi = \phi_e$  при изгибно-крутильной форме потери устойчивости балок.

При расчетах на усталость

$$R = \sigma_s \gamma_o / \gamma_m.$$

где  $\sigma_s$  — предел выносливости элемента, учитывающий число циклов изменения нагрузки, коэффициент концентрации, коэффициент асимметрии цикла;  $\gamma_o$  — коэффициент однородности по усталостным испытаниям,  $\gamma_o = 0,9$ .

Условие для второй группы предельных состояний

$$\Delta \leq [\Delta],$$

где  $\Delta = f/L$  или  $t_p$ ;  $[\Delta] = [f/L]$  или  $[t_p]$ ;  $f/L$  и  $[f/L]$  — соответственно расчетное и предельное значение относительного прогиба конструкции;  $t_p$  и  $[t_p]$  — соответственно расчетное и предельное значение времени затухания колебаний конструкции.

Значение  $[\Delta]$ , устанавливаемое нормами или задаваемое при проектировании, гарантирует нормальную эксплуатацию конструкции. Применительно к отдельным видам металлических конструкций манипуляторов значения  $[\Delta]$  могут быть различными. Метод расчета по предельным состояниям может использоваться для металлических конструкций мостовых роботов и других изделий.

Развитием метода предельных состояний является расчет на надежность. В последние годы получают развитие методы расчета надежности конструкций, основанные как на теории случайных величин, так и на теории случайных функций [90]. При этом возможны два подхода:

рассматривается прямая задача строительной механики, когда определяется надежность известной конструкции и сравнивается с нормативной надежностью;

решается обратная задача строительной механики, когда по нормативной надежности определяются параметры конструкции (размеры поперечного сечения и т.п.).

При расчете по методу допускаемых напряжений применяют единый коэффициент запаса прочности, значение которого устанавливается на основе опыта эксплуатации отдельных видов металлических конструкций или даже отдельных несущих узлов изделия.

При расчете по любому из этих методов всегда необходимо определение напряженно-деформированного состояния (НДС) несущих конструкций манипуляторов, которые под воздействием постоянных и временных нагрузок работают как пространственные системы.

Для расчета таких систем используют методы строительной механики в широком смысле слова (сопротивления материалов, строительной механики стержневых систем, теории упругости, теории устойчивости, динамики сооружений и т.п.). При этом применяют вычислительную технику, позволяющую использовать более точные расчетные схемы, а также рассматривать различные варианты проектируемого изделия. Сюда же следует отнести расчеты по деформированной схеме для ряда несущих конструкций. Вместе с тем достаточно часто НДС металлических конструкций и их узлов рассчитывают более простыми методами, не прибегая к излишне сложным расчетным схемам. При этом, основываясь на опыте эксплуатации экспериментальных исследований, допустимо выделять из пространственных систем более простые плоские конструкции.

## 6.2. Метод конечных элементов

В настоящее время наиболее эффективным методом расчета НДС модулей робота и конструкции в целом является метод конечных элементов (МКЭ), базирующийся на рассмотрении конструкции в виде совокупности отдельных конструктивных элементов, соединенных в конечном числе узловых точек. Другими словами, расчетная схема исходной конструкции представляется совокупностью дискретных элементов.

В узловых точках прикладываются некоторые фиктивные силы взаимодействия элементов, определяющие действие внутренних напряжений, и силы от внешней нагрузки.

В сплошной среде (например, оболочечные конструкции) число точек связи бесконечно, что представляет определенные трудности с точки зрения разбиения тела на элементы. Применительно к непрерывным средам (пластинки, оболочки) используется приближенный метод. При рассмотрении стержневых систем на основе допущений, принятых в строительной механике, определение НДС при силовом воздействии является "точным", в том числе и с помощью МКЭ.

На рис. 6.1, а показана конструкция робота, воспринимающего нагрузку в вертикальной плоскости, с угловой (ангулярной) системой координат. На рис. 6.1, б изображены узловые перемещения конструкции робота (без учета действия продольных сил) в общей системе координат, на рис. 6.1, в — узловые перемещения отдельных элементов (стержней) в местных системах координат.

На рис. 6.2 изображена конструкция мостового робота, включающая мост в виде пространственной рамы 6, траверсу 3, каретку мостового робота 2, руку мостового робота 5. Стержни моста, траверсы и рука мостового робота могут рассматриваться как пространственные элементы балочного типа.

Каждому узловому перемещению соответствует своя сила. Совокупность этих сил определяет влияние смежных элементов (стержней) конструкции на рассматриваемый элемент.

Упругие свойства отдельных элементов, на которые разбиваются конструкции, описываются матрицей податливости или матрицей жесткости в зависимости от того, какой метод расчета применяется — метод сил или метод перемещений. Эти матрицы определяют связь между узловыми силами и узловыми перемещениями рассматриваемого конечного элемента.

**Матрица податливости элемента.** Рассмотрим получение матрицы податливости для стержня с постоянным по длине поперечным сечением.

На рис. 6.3, а представлен элемент — стержень, воспринимающий обобщенную силу  $F_{2j}^e$ , которой соответствует обобщенное перемещение  $\bar{u}_{2j}^e$ :

$$\bar{u}_{2j}^e = \frac{\bar{F}_{2j}^e l}{EA} = \left[ \frac{l}{EA} \right] \bar{F}_{2j}^e = [\delta_e] \{ \bar{F}_{2j}^e \}, \quad (6.1)$$

где  $[\delta_e] = \left[ \frac{l}{EA} \right]$  — матрица коэффициентов податливости стержня длиной  $l$ , площадью поперечного сечения  $A$ , воспринимающего только продольную силу и изготовленного из материала с модулем упругости  $E$ .

Здесь и далее при рассмотрении сил и перемещений нижние первые знаки указывают номер фиксированного направления силовых воздействий и перемещений, а вторые — номер узла. Порядок матрицы податливости отдельного элемента — стержня — определяется числом независимых сил, приложенных к нему.

На рис. 6.3, б показан стержень, нагруженный в узлах изгибающими моментами  $\bar{F}_{1i}^e$  и  $\bar{F}_{2j}^e$ . Направления моментов и угловых перемещений соответствуют положительным значениям. При учете только угловых перемещений будем иметь матрицу податливости второго порядка. Угловые перемещения узлов в данном случае находят следующим образом:

$$\bar{u}_{1i}^e = \delta_{11} \bar{F}_{1i}^e + \delta_{12} \bar{F}_{2j}^e;$$

$$\bar{u}_{2j}^e = \delta_{21} \bar{F}_{1i}^e + \delta_{22} \bar{F}_{2j}^e,$$

что соответствует матричной форме:

$$\begin{Bmatrix} \bar{u}_{1i}^e \\ \bar{u}_{2j}^e \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} \\ \delta_{21} & \delta_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{F}_{1i}^e \\ \bar{F}_{2j}^e \end{Bmatrix}. \quad (6.2)$$

Углы поворота при действии единичных изгибающих моментов в опорных сечениях определяют по формуле Мора:

$$\delta_{11} = \delta_{22} = \frac{l}{3EI}, \quad \delta_{12} = \delta_{21} = -\frac{l}{6EI}, \quad (6.3)$$

где  $l$  — длина стержня;  $E$  — модуль упругости материала стержня;  $I$  — момент инерции поперечного сечения стержня при изгибе.

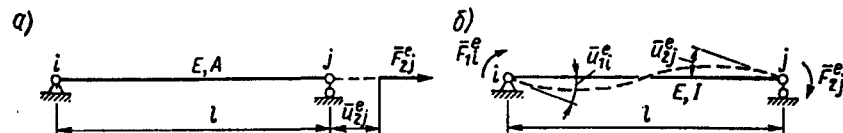


Рис. 6.3. Деформированные состояния стержня (метод сил) при растяжении-сжатии (а) и изгибе (б)

Подставляя формулу (6.3) в выражение (6.2), получим:

$$\begin{Bmatrix} \bar{u}_{1i}^e \\ \bar{u}_{2j}^e \end{Bmatrix} = \frac{l}{6EI} \begin{bmatrix} 2 & -1 \\ -1 & 2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{F}_{1i}^e \\ \bar{F}_{2j}^e \end{Bmatrix} = [\bar{\delta}_e] \begin{Bmatrix} \bar{F}_{1i}^e \\ \bar{F}_{2j}^e \end{Bmatrix}, \quad (6.4)$$

где  $[\bar{\delta}_e] = \frac{l}{6EI} \begin{bmatrix} 2 & -1 \\ -1 & 2 \end{bmatrix}$  — матрица податливости прямолинейного стержня постоянного сечения при изгибе.

При действии на стержень одной пары сил порядок матрицы понижается до первого:

$$[\bar{\delta}_e] = \frac{l}{6EI} [1]. \quad (6.5)$$

При расчете методом сил применяются матрицы податливости.

**Матрица жесткости элемента.** Рассмотрим получение матрицы жесткости для стержня при растяжении-сжатии (рис. 6.4, а).

Имеются две обобщенные силы  $F_{1i}^e, F_{2j}^e$ , которым соответствуют перемещения:  $\bar{u}_{1i}^e$  — линейное левого узла вдоль оси стержня;  $\bar{u}_{2j}^e$  — линейное правого узла вдоль оси стержня. Обобщенные силы связаны с перемещениями следующим образом:

$$\begin{aligned} \bar{F}_{1i}^e &= \frac{EA}{l} \bar{u}_{1i}^e - \frac{EA}{l} \bar{u}_{2j}^e; \\ \bar{F}_{2j}^e &= -\frac{EA}{l} \bar{u}_{1i}^e + \frac{EA}{l} \bar{u}_{2j}^e \end{aligned}$$

или

$$\begin{Bmatrix} \bar{F}_{1i}^e \\ \bar{F}_{2j}^e \end{Bmatrix} = \frac{EA}{l} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{u}_{1i}^e \\ \bar{u}_{2j}^e \end{Bmatrix} = [\bar{K}^e] \begin{Bmatrix} \bar{u}_{1i}^e \\ \bar{u}_{2j}^e \end{Bmatrix}, \quad (6.6)$$

где  $[\bar{K}^e] = \frac{EA}{l} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$  — матрица жесткости прямолинейного элемента-стержня при растяжении-сжатии.

Стержень, представленный на рис. 6.4, а, не закреплен в пространстве, поэтому каждое узловое перемещение  $\bar{u}_{1i}^e, \bar{u}_{2j}^e$  зависит от неопре-

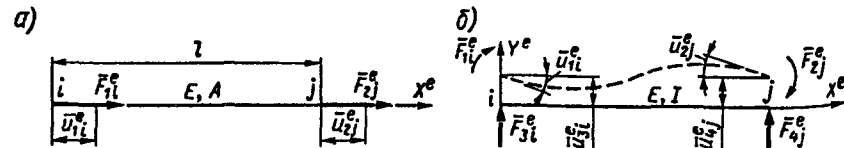


Рис. 6.4. Деформированные состояния стержня (метод перемещений) при осевом растяжении-сжатии (а) и изгибе (б)

деленных перемещений стержня как твердого тела. Степень свободы стержня (см. рис. 6.4, а) равна единице. При этом матрица жесткости  $[\bar{K}^e]$  стержня будет особенной. Ранг матрицы меньше ее порядка на число степеней свободы стержня как твердого тела. Для исключения перемещений стержня как твердого тела следует ввести кинематическое закрепление — в данном случае в одном из узлов по направлению обобщенной узловой координаты  $X^e$ . Исключение из матрицы  $[\bar{K}^e]$  строки и столбца, соответствующих узловому перемещению, на которое наложена кинематическая связь, делает матрицу жесткости  $[\bar{K}^e]$  неособенной.

Полагая, что  $\bar{u}_{1i}^e = 0$  или  $\bar{u}_{2j}^e = 0$ , получим:

$$[\bar{K}^e]^{-1} = \frac{EA}{l} [1]. \quad (6.7)$$

Из сопоставления матрицы податливости (6.1) и неособенной матрицы жесткости (6.7) для стержня, нагруженного продольной силой, имеем:  $[\bar{K}^e]^{-1} = [\bar{\delta}_e]^{-1}$ , т.е. матрица жесткости обратна по отношению к матрице податливости.

Для стержня, нагруженного в узлах изгибающими моментами и поперечными силами (см. рис. 6.4, б), имеем четыре фиксированных силовых воздействия  $F_{1i}^e, F_{2j}^e, F_{3i}^e, F_{4j}^e$ , которым соответствуют четыре перемещения  $\bar{u}_{1i}^e, \bar{u}_{2j}^e, \bar{u}_{3i}^e, \bar{u}_{4j}^e$ . Используя по методу перемещений стандартные решения для балки [см. выражение (6.2)], защемленной по торцам, при единичных перемещениях узлов:

$$\begin{aligned} \bar{F}_{1i}^e &= 4i \bar{u}_{1i}^e + 2i \bar{u}_{2j}^e - \frac{6i}{l} \bar{u}_{3i}^e + \frac{6i}{l} \bar{u}_{4j}^e; \\ \bar{F}_{2j}^e &= 2i \bar{u}_{1i}^e + 4i \bar{u}_{2j}^e - \frac{6i}{l} \bar{u}_{3i}^e + \frac{6i}{l} \bar{u}_{4j}^e; \\ \bar{F}_{3i}^e &= -\frac{6i}{l} \bar{u}_{1i}^e - \frac{6i}{l} \bar{u}_{2j}^e + \frac{12i}{l^2} \bar{u}_{3i}^e - \frac{12i}{l^2} \bar{u}_{4j}^e; \\ \bar{F}_{4j}^e &= \frac{6i}{l} \bar{u}_{1i}^e + \frac{6i}{l} \bar{u}_{2j}^e - \frac{12i}{l^2} \bar{u}_{3i}^e + \frac{12i}{l^2} \bar{u}_{4j}^e. \end{aligned}$$

В матричном виде:

$$\begin{Bmatrix} \bar{F}_{1i}^e \\ \bar{F}_{2j}^e \\ \bar{F}_{3i}^e \\ \bar{F}_{4j}^e \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 4i & 2i & -\frac{6i}{l} & \frac{6i}{l} \\ 2i & 4i & \frac{6i}{l} & \frac{6i}{l} \\ -\frac{6i}{l} & -\frac{6i}{l} & \frac{12i}{l^2} & -\frac{12i}{l^2} \\ \frac{6i}{l} & \frac{6i}{l} & -\frac{12i}{l^2} & \frac{12i}{l^2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{u}_{1i}^e \\ \bar{u}_{2j}^e \\ \bar{u}_{3i}^e \\ \bar{u}_{4j}^e \end{Bmatrix}, \quad (6.8)$$



или

$$\{\bar{F}^e\} = [\bar{K}^e] \{\bar{u}^e\}, \quad (6.9)$$

где  $[\bar{K}^e]$  — матрица жесткости элемента—стержня при изгибе;  $i = \frac{EI}{l}$  — линейная жесткость стержня.

Выражение (6.9) является общим при любом виде деформированного состояния стержня.

Вводя кинематические закрепления в узлах по направлению узловой координаты  $Y^e$ , исключим перемещения стержня как твердого тела. Это приведет к вычеркиванию третьих и четвертых строк и столбцов матрицы  $[\bar{K}^e]$ . В результате получим неособенную урезанную матрицу:

$$[\bar{K}^e]_r = \begin{bmatrix} 4i & 2i \\ 2i & 4i \end{bmatrix} = \frac{2EI}{l} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix}. \quad (6.10)$$

Данная матрица является обратной по отношению к матрице податливости (6.4).

При учете изгиба и растяжения-сжатия для стержня, представленного на рис. 6.5, а, матрица жесткости  $[\bar{K}^e]$  определяется на основе двух матриц, задаваемых выражениями (6.6) и (6.8):

$$\begin{bmatrix} \bar{F}_{1i}^e \\ \bar{F}_{2j}^e \\ \bar{F}_{3i}^e \\ \bar{F}_{4j}^e \\ \bar{F}_{5i}^e \\ \bar{F}_{6j}^e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [\bar{K}_{ii}^e] & [0] \\ \dots & \dots \\ [0] & [\bar{K}_{pp}^e] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{u}_{1i}^e \\ \bar{u}_{2j}^e \\ \bar{u}_{3i}^e \\ \bar{u}_{4j}^e \\ \bar{u}_{5i}^e \\ \bar{u}_{6j}^e \end{bmatrix}, \quad (6.11)$$

где  $[\bar{K}_{ii}^e]$  — матрица (6.8) при учете изгибной деформации;  $[\bar{K}_{pp}^e]$  — матрица (6.6) при деформациях растяжения-сжатия;  $[0]$  — нулевая матрица.

Для удобства построения матрицы жесткости стержня в общей системе координат  $XU$  далее принята нумерация узловых перемеще-

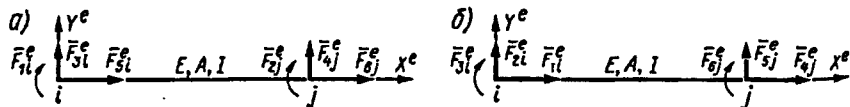


Рис. 6.5. Два варианта положительных направлений узловых перемещений и сил для балочного конечного элемента

ний и сил в соответствии с рис. 6.5, б. В этом случае матрица жесткости конечного элемента имеет вид:

$$[\bar{K}^e] = \begin{bmatrix} \frac{EA}{l} & 0 & 0 & -\frac{EA}{l} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI}{l^3} & -\frac{6EI}{l^2} & 0 & -\frac{12EI}{l^3} & -\frac{6EI}{l^2} \\ 0 & -\frac{6EI}{l^2} & \frac{4EI}{l} & 0 & \frac{6EI}{l^2} & \frac{2EI}{l} \\ -\frac{EA}{l} & 0 & 0 & \frac{EA}{l} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI}{l^3} & \frac{6EI}{l^2} & 0 & \frac{12EI}{l^3} & -\frac{6EI}{l^2} \\ 0 & -\frac{6EI}{l^2} & \frac{2EI}{l} & 0 & \frac{6EI}{l^2} & \frac{4EI}{l} \end{bmatrix}. \quad (6.12)$$

Аналогично строятся матрицы жесткости для стержня при изгибе в двух плоскостях, а также при действии кручения:

$$[\bar{K}^e] = \begin{bmatrix} \frac{EA}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{EA}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI_y}{l^3} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EI_y}{l^2} & 0 & -\frac{12EI_y}{l^3} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EI_y}{l^2} \\ 0 & 0 & \frac{12EI_z}{l^3} & 0 & -\frac{6EI_z}{l^2} & 0 & 0 & 0 & -\frac{12EI_z}{l^3} & 0 & -\frac{6EI_z}{l^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{GI_k}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{GI_k}{l} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{6EI_z}{l^2} & 0 & \frac{4EI_z}{l} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EI_z}{l^2} & 0 & \frac{2EI_z}{l} & 0 \\ 0 & \frac{6EI_y}{l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{4EI_y}{l} & 0 & -\frac{6EI_y}{l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{2EI_y}{l} \\ -\frac{EA}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{EA}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI_y}{l^3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{6EI_y}{l^2} & 0 & \frac{12EI_y}{l^3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{6EI_y}{l^2} \\ 0 & 0 & -\frac{12EI_z}{l^3} & 0 & \frac{6EI_z}{l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{12EI_z}{l^3} & 0 & \frac{6EI_z}{l^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{GI_k}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{GI_k}{l} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{6EI_z}{l^2} & 0 & \frac{2EI_z}{l} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EI_z}{l^2} & 0 & \frac{4EI_z}{l} & 0 \\ 0 & \frac{6EI_y}{l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{2EI_y}{l} & 0 & -\frac{6EI_y}{l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{4EI_y}{l} \end{bmatrix}. \quad (6.13)$$

где  $A$  — площадь поперечного сечения стержня,  $m^2$ ;  $l$  — общая длина стержня,  $m$ ;  $E, G$  — модули упругости первого и второго рода соответственно для материала стержня, Па;  $I_k$  — момент инерции кручения сечения стержня,  $m^4$ ;  $I_y, I_z$  — моменты инерции сечения стержня при изгибе соответственно относительно осей  $y$  и  $z$ ,  $m^4$ .

В общем случае матрица жесткости элемента всегда квадратная и симметричная. Порядок матрицы жесткости элемента определяется числом узлов элемента и числом учитываемых перемещений в узлах элемента.

**Матрица преобразований координат.** Ранее получены выражения для матриц жесткости  $[K^e]$  стержневых элементов в собственных или местных системах координат  $X^e Y^e Z^e$ . Для описания конструкции в целом используют общую систему координат  $XYZ$ .

Компоненты узловых перемещений  $\{u_i^e\}$  и узловых сил  $\{F_i^e\}$  для элемента переводят из общей системы координат в местную с помощью матрицы преобразования координат  $[T]$ :

$$\{\bar{u}_i^e\} = [T] \{u_i^e\}; \quad (6.14)$$

$$\{\bar{F}_i^e\} = [T] \{F_i^e\}. \quad (6.15)$$

В любой системе координат работа соответствующих компонентов сил на их перемещениях постоянна, т.е.

$$\{F_i^e\}^T \{u_i^e\} = \{\bar{F}_i^e\}^T \{\bar{u}_i^e\}, \quad (6.16)$$

где  $T$  — знак транспонирования.

Подставляя выражение (6.14) в формулу (6.16), получим

$$\{F_i^e\}^T \{u_i^e\} = \{\bar{F}_i^e\}^T [T] \{u_i^e\}; \quad (6.17)$$

т.е.

$$\{F_i^e\} = [T]^T \{\bar{F}_i^e\}. \quad (6.18)$$

Используя выражение (6.18) с учетом формул (6.9) и (6.14), найдем

$$\{F_i^e\} = [T]^T [K^e] [T] \{u_i^e\}. \quad (6.19)$$

Откуда

$$[K]^e = [T]^T [K^e] [T]. \quad (6.20)$$

где  $[K]^e$  — матрица жесткости конечного элемента в общей системе координат  $XYZ$ .

Из выражения (6.15) следует

$$\{F_i^e\} = [T]^{-1} \{\bar{F}_i^e\}. \quad (6.21)$$

Сопоставляя выражения (6.21) и (6.18), получим

$$[T]^{-1} = [T]^T. \quad (6.22)$$

Следовательно, матрица преобразования  $[T]$  является ортогональной.

Введем матрицу  $[t]$ , состоящую из косинусов углов между осями  $X^e, Y^e, Z^e$  и  $X, Y, Z$ :

$$[t] = \begin{bmatrix} \cos(X^e \wedge X) \cos(X^e \wedge Y) \cos(X^e \wedge Z) \\ \cos(Y^e \wedge X) \cos(Y^e \wedge Y) \cos(Y^e \wedge Z) \\ \cos(Z^e \wedge X) \cos(Z^e \wedge Y) \cos(Z^e \wedge Z) \end{bmatrix}. \quad (6.23)$$

В ней значения направляющих косинусов  $[\cos(X^e \wedge X)]$  и т.п.] определяются через координаты узлов  $i$  и  $j$  стержня в общей системе координат (рис. 6.6):

$$\cos(X^e \wedge X) = \frac{X_j - X_i}{l}; \quad \cos(X^e \wedge Y) = \frac{Y_j - Y_i}{l} \text{ и т.д.}$$

Здесь  $l$  — длина стержня;

$$l = \sqrt{(X_j - X_i)^2 + (Y_j - Y_i)^2 + (Z_j - Z_i)^2}.$$

На рис. 6.7 представлены проекции линейного перемещения узла  $i$  на оси координат — местные и общие.

Векторы  $\{u_i^e\}$  и  $\{\bar{u}_i^e\}$  состоят из трех компонентов

$$\{\bar{u}_i^e\} = \begin{Bmatrix} \bar{u}_{ix}^e \\ \bar{u}_{iy}^e \\ \bar{u}_{iz}^e \end{Bmatrix}; \quad u_i^e = \begin{Bmatrix} u_{ix}^e \\ u_{iy}^e \\ u_{iz}^e \end{Bmatrix}. \quad (6.24)$$

Используя матрицу (6.23), получим:

$$\{\bar{u}_i^e\} = [t] \{u_i^e\}. \quad (6.25)$$

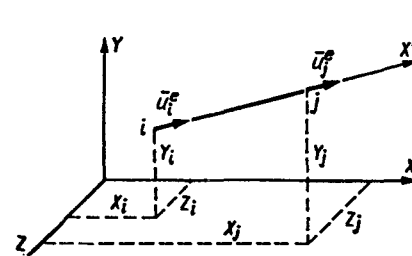


Рис. 6.6. Стержни в общей системе координат

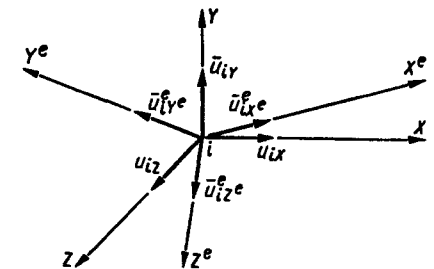


Рис. 6.7. Составляющие перемещения узла конструкции в двух системах координат — местной и общей

Для пространственных ферм матрица перемещений узла  $i$  стержня в местной системе координат включает только перемещение  $\bar{u}_{ix}^e \neq 0$ , а перемещения  $\bar{u}_{iy}^e = \bar{u}_{iz}^e = 0$ . Поэтому можно записать:

$$\{\bar{u}_i^e\} = \{\bar{u}_{ix}^e\} = \{u_{ix}^e\} \cos(X^e \wedge X) + u_{iy}^e \cos(X^e \wedge Y) + u_{iz}^e \cos(X^e \wedge Z); \quad (6.26)$$

или

$$\{\bar{u}_i^e\} = [t_1] \{u_i^e\},$$

где 
$$[t_1] = [\cos(X^e \wedge X) \quad \cos(X^e \wedge Y) \quad \cos(X^e \wedge Z)]. \quad (6.27)$$

Для всего стержня пространственной фермы:

$$\{\bar{u}^e\} = \begin{Bmatrix} \{\bar{u}_i^e\} \\ \{\bar{u}_j^e\} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [t_1] & [0] \\ [0] & [t_1] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{u_i^e\} \\ \{u_j^e\} \end{Bmatrix}. \quad (6.28)$$

Следовательно, матрица преобразования  $[T]$  для элемента пространственной фермы имеет вид:

$$[T] = \begin{bmatrix} [t_1] & [0] \\ [0] & [t_1] \end{bmatrix}. \quad (6.29)$$

Выражение (6.29) для  $[T]$  будет таким же для плоской фермы в осях координат  $X^e Y^e$  и  $XY$ , но при этом

$$[t_1] = [\cos(X^e \wedge X) \quad \cos(X^e \wedge Y)], \quad (6.30)$$

а векторы  $\{\bar{u}_i^e\}$  и  $\{u_i^e\}$ :

$$\{\bar{u}_i^e\} = \begin{Bmatrix} \bar{u}_{ix}^e \\ \bar{u}_{iy}^e \end{Bmatrix}, \quad \{u_i^e\} = \begin{Bmatrix} u_{ix}^e \\ u_{iy}^e \end{Bmatrix}.$$

На рис. 6.8 представлен элемент плоской рамы в общей и местной системах координат. В матрице преобразований координат  $[T]$  [см. выражение (6.29)] подматрица

$$[t_1] = \begin{bmatrix} \cos(X^e \wedge X) & \cos(X^e \wedge Y) & 0 \\ \cos(Y^e \wedge X) & \cos(Y^e \wedge Y) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (6.31)$$

Матрицу жесткости элемента  $[K]^e$  в общей системе координат  $XYZ$  запишем следующим образом:

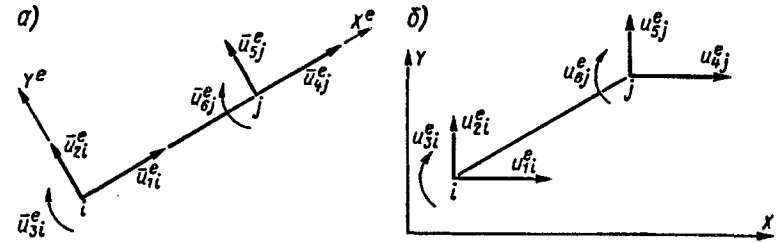


Рис. 6.8. Стержень, работающий на изгиб и растяжение—сжатие, в местной (а) и общей (б) системах координат

$$[K]^e = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \dots & k_{1j} & \dots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & \dots & k_{2j} & \dots & k_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ k_{il} & k_{i2} & \dots & k_{ij} & \dots & k_{in} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ k_{n1} & k_{n2} & \dots & k_{nj} & \dots & k_{nn} \end{bmatrix}. \quad (6.32)$$

Матрица  $[K]^e$  определяется на основании выражения (6.20). Матрицы жесткости для одного и того же конечного элемента в общей и местной системах координат имеют одинаковый порядок  $n$ . Однако матрица  $[K]^e$ , определяемая по выражению (6.20), содержит члены, представляющие собой квадратные подматрицы размерности  $p \times p$ , где  $p$  — число компонентов силы в рассматриваемых узлах.

Общая матрица жесткости конструкции. Общая матрица жесткости конструкции формируется из матриц жесткости отдельных стержней. Построение ее осуществляется в общей системе координат  $XYZ$ .

Рассмотрим общий случай воздействия внешней нагрузки в виде системы  $m$  сил в  $t$  узлах упругого тела. Матрицы внешней нагрузки  $\{P\}$  и перемещений узлов по направлениям сил имеют вид:

$$\{P\} = \begin{Bmatrix} \{P'_1\} \\ \{P'_2\} \\ \vdots \\ \{P'_m\} \end{Bmatrix}, \quad (6.33)$$

$$\{u\} = \begin{Bmatrix} \{u^1\} \\ \{u^2\} \\ \vdots \\ \{u^m\} \end{Bmatrix}. \quad (6.34)$$

Они связаны соотношением, аналогичным выражению (6.9):

$$\{P\} = [K_k] \{u\}, \quad (6.35)$$

где  $[K_k]$  — матрица жесткости конструкции.

Выражение (6.35) представим в развернутом виде:

$$\begin{Bmatrix} P'_1 \\ P'_2 \\ \vdots \\ P'_i \\ \vdots \\ P'_m \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [K_{11}] & [K_{12}] & \dots & [K_{1i}] & [K_{1m}] \\ [K_{21}] & [K_{22}] & \dots & [K_{2i}] & [K_{2m}] \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots & \vdots \\ [K_{i1}] & [K_{i2}] & \dots & [K_{ii}] & [K_{im}] \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots & \vdots \\ [K_{m1}] & [K_{m2}] & \dots & [K_{mi}] & [K_{mm}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_i \\ \vdots \\ u_m \end{Bmatrix}. \quad (6.36)$$

Из выражения (6.36) следует формула для силы  $\{P'_i\}$ , приложенной в  $i$ -м узле:

$$\{P'_i\} = [K_{i1}] \{u_1\} + \dots + [K_{ij}] \{u_j\} + \dots + [K_{im}] \{u_m\}. \quad (6.37)$$

Каждая из внешних сил  $\{P'_i\}$  имеет столько же компонентов, сколько и узловые силы  $\{F_i^e\}$  (6.21) элементов рассматриваемой конструкции. Члены  $[K_{ij}]$  тоже представляют собой подматрицы, размерность которых определяется числом компонентов силы в соответствующем узле. Компоненты  $\{F_i^e\}$  и  $\{P'_i\}$  направлены по координатным осям  $X, Y, Z$ . Силу  $\{P'_i\}$  находят суммированием сил элементов в соответствующем  $i$ -м узле:

$$\{P'_i\} = \sum_{c=1}^n \{F_i^c\}, \quad (6.38)$$

где  $n$  — общее число элементов.

Учитывая соотношение (6.9), получим выражение для сил в узле  $i$ :

$$\{P'_i\} = \left( \sum_{c=1}^n \{K_{i1}^c\} \right) \{u_1\} + \left( \sum_{c=1}^n \{K_{i2}^c\} \right) \{u_2\} + \dots \quad (6.39)$$

Из сравнения выражений (6.39) и (6.37) следует, что члены матрицы жесткости конструкции представляют собой сумму соответствующих членов матриц жесткости элементов, соединяющихся в узле  $i$ , т.е.

$$[K_{ij}] = \sum_{c=1}^n [K_{ij}^c]. \quad (6.40)$$

Так как рассматриваются только стержневые системы с прямолинейными элементами, то на основании выражений (6.36) и (6.40)

можно заметить, что в выражении (6.36) отсутствуют те члены, которые содержат перемещения узлов  $j$ , непосредственно не связанных с узлом  $i$  каким-либо стержнем. Если же узлы  $i$  и  $j$  связаны стержнем, то для таких узлов

$$[K_{ij}] = [K_{ij}^c]. \quad (6.41)$$

Для диагональных элементов на основании формулы (6.40) получим

$$[K_{ii}] = \sum [K_{ii}^c]. \quad (6.40)$$

**Матрица нагрузки.** Ранее представлена матрица внешней нагрузки  $\{P\}$  [см. формулу (6.33)], где каждая из узловых сил  $\{P'_i\}$  в общей системе координат содержит столько же компонентов, что и узловые силы элементов конструкции в той же системе координат. Последовательность записи этих компонентов аналогична последовательности записи для отдельных элементов. Так, например, для балочного элемента в плоской системе координат (рис. 6.8, б):

$$\{P'_i\} = \{P_{iX} \ P_{iY} \ M_i \ P_{jX} \ P_{jY} \ M_j\}^T. \quad (6.43)$$

В общем случае для балочных и рамных конструкций на элемент действуют не только узловые, но и внеузловые нагрузки. В соответствии с выражениями (6.36) и (6.39) рассматривается равновесие узлов. Поэтому матрица  $\{P'_i\}$  узловой нагрузки должна содержать не только узловые внешние силы, приложенные непосредственно к узлам, но и эквивалентные узловые силы от действия внеузловой нагрузки. Внеузловая нагрузка вызывает появление реакций в виде сил и моментов сил в узлах. Примем за положительные направления узловых реакций направления, показанные на рис. 6.8, а.

Рассмотрим в качестве примера стержневой элемент в местных координатах для двух типичных случаев внеузловой нагрузки. При действии постоянной поперечной нагрузки  $q$  (рис. 6.9, а) матрица узловых реакций (рис. 6.9, б) выглядит следующим образом:

$$\{R\} = \left\{ 0 \ q \frac{l}{2} - q \frac{l^2}{12} \ 0 \ q \frac{l}{2} \ q \frac{l^2}{12} \right\}^T. \quad (6.44)$$

Матрица эквивалентных узловых сил от действия  $q$  (рис. 6.9, в) имеет вид

$$\{\bar{P}^e\} = \left\{ 0 - q \frac{l}{2} \ q \frac{l^2}{12} \ 0 - q \frac{l}{2} - q \frac{l^2}{12} \right\}^T. \quad (6.45)$$

Можно заметить, что в выражениях (6.44) и (6.45) знаки соответствующих компонентов сил противоположны. При замене внеузловой

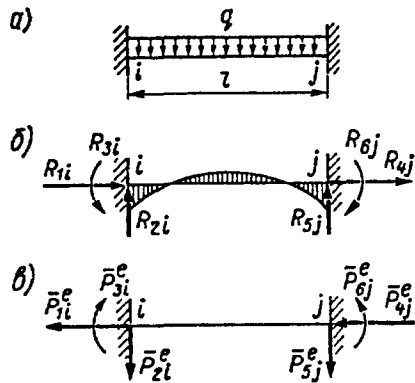


Рис. 6.9. Приведение распределенной нагрузки к узловой

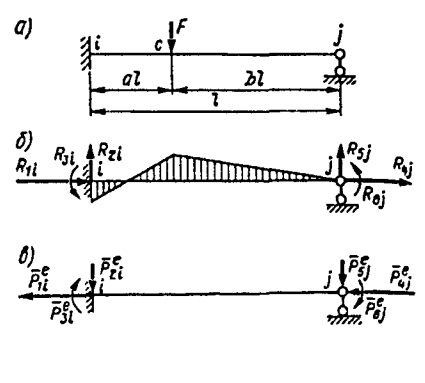


Рис. 6.10. Приведение внеузловой сосредоточенной нагрузки к узловой

нагрузки эквивалентной узловой нагрузкой необходимо помнить, что в элементе имеются изгибающие моменты (см. рис. 6.9, б). В дальнейшем при определении окончательных значений изгибающих моментов следует учитывать действие как заданных узловых внешних сил, так и внеузловой нагрузки.

На рис. 6.10, а показано действие внеузловой сосредоточенной силы  $F$ . Матрица узловых реакций при этом (рис. 6.10, б):

$$\{R\} = \left\{ 0 \frac{Fb}{2}(3-b^2) - \frac{Fl}{2}(a-ab^2) 0 \frac{Fa}{2}(3a-a^2) 0 \right\}^T, \quad (6.46)$$

а матрица эквивалентных узловых сил от действия силы  $F$  (рис. 6.10, в)

$$\{P^e\} = \left\{ 0 - \frac{Fb}{2}(3-b^2) \frac{Fl}{2}(a-ab^2) 0 - \frac{Fa}{2}(3a-a^2) 0 \right\}^T. \quad (6.47)$$

При приложении внеузловой сосредоточенной нагрузки возможен и другой путь. В точке  $c$  приложения силы  $F$  вводится новый узел, а стержень разбивается на два:  $ic$  и  $cj$ . Таким образом, сила оказывается приложенной в узле  $c$ .

Эквивалентные узловые силы  $\{\bar{P}^e\}$  [см. выражения (6.45) и (6.47)] даны в местных координатах  $X^e Y^e$  элемента. Вычислим вектор этих сил в общей системе координат с помощью зависимости [6.21]

$$\{P^e\}^e = [T]^T \{\bar{P}^e\}. \quad (6.48)$$

Затем суммируем компоненты эквивалентных узловых сил элементов с соответствующими компонентами внешних сил в общих узлах рассматриваемой конструкции:

$$\{P^e\} = \{P^e\}_{\text{внеш}} + \sum \{P^e\}^e. \quad (6.49)$$

Суммирование проводится по всем элементам, сходящимся в  $i$ -м узле.

Расчет стержневых конструкций по методу перемещений. Для конструкций в общей системе координат составляется матричное уравнение [см. формулу (6.36)]:

$$\{P\} = [K_K] \{u\}, \quad (6.50)$$

где  $[K_K]$  – общая матрица жесткости конструкции.

Выражение (6.50) содержит уравнения равновесия [см. формулу (6.37)] всех узлов конструкции. До сих пор система рассматривалась как не закрепленная в пространстве, в связи с чем каждое узловое перемещение зависело от неопределенных значений перемещений конструкции как твердого тела. Это определяет то обстоятельство, что матрица жесткости конструкции  $[K_K]$  является особенной.

Решение системы уравнений (6.50) возможно после того, как будут учтены граничные условия, т.е. в данном случае условия закрепления конструкции.

Введение определенного числа кинематических закреплений в отдельных узлах по направлениям опорных связей приводит к исключению из матрицы  $[K_K]$  соответствующих строк и столбцов. Матрица  $[K_K]$  становится неособенной урезанной матрицей  $[K_K]'$ . Уравнение равновесия (6.50) принимает вид

$$\{P\}' = [K_K]' \{u\}'. \quad (6.51)$$

Однако такая операция довольно трудоемка и неудобна. Поэтому часто применяют искусственные приемы, которые позволяют сохранить общее число уравнений в системе неизменным. При этом преобразуются некоторые элементы матрицы  $[K_K]$ . Допустим, что имеется некоторая система из  $m$  уравнений:

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_p \\ \vdots \\ P_m \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & \dots & K_{1p} & \dots & K_{1m} \\ K_{21} & K_{22} & \dots & K_{2p} & \dots & K_{2m} \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots & \dots & \vdots \\ K_{p1} & K_{p2} & \dots & K_{pp} & \dots & K_{pm} \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots & \dots & \vdots \\ K_{m1} & K_{m2} & \dots & K_{mp} & \dots & K_{mm} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_p \\ \vdots \\ u_m \end{Bmatrix}, \quad (6.52)$$

и, например,  $u_p = 0$ . В этом случае  $P_p = 0$ , а остальные члены  $P_i$  при  $i$ , не равном  $p$ , останутся без изменений. Все члены  $p$ -й строки и  $p$ -го столбца приравниваются нулю, а диагональный член  $K_{pp}$  — единице.

Матрица жесткости конструкции, полученная из уравнения (6.52) после подобных преобразований, называется преобразованной матрицей жесткости  $[K_n]$ .

После нахождения обратной матрицы  $[K_n]^{-1}$  определяем узловые перемещения конструкции в общей системе координат:

$$\{u\} = [K_n]^{-1} \{P'\}. \quad (6.53)$$

Далее находим узловые перемещения  $\{u^e\}$  для элемента в местной системе координат с помощью уравнения (6.14) и узловые силы  $\{F^e\}$  — с помощью уравнения (6.9). Для оценки прочности какого-либо стержневого элемента определяют компоненты напряжений в различных сечениях.

На рис. 6.11 приведена блок-схема расчета конструкции по методу конечных элементов.

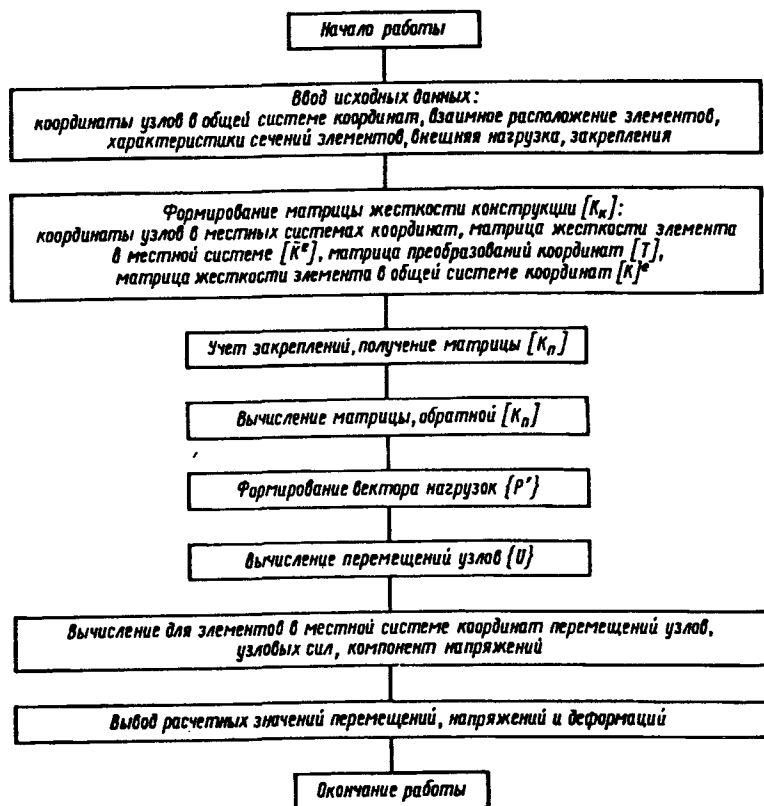


Рис. 6.11. Схема расчета конструкций по МКЭ

В большинстве случаев необходимо определять реакции в опорных точках, в которых в соответствии с уравнением (6.52) были приняты перемещения, равные нулю. Для нахождения этих реакций  $\{R\}$ , являющихся внешними нагрузками по отношению к конструкции, воспользуемся выражением (6.39):

$$\{R_p\} = \{P'_p\} - \sum_{j=1}^m [K_{pj}] \{u_j\}; j \neq p. \quad (6.54)$$

Таким образом,  $\{R_p\}$  определяется по найденным перемещениям узлов  $\{u_j\}$ .

Примеры расчетов с использованием метода конечных элементов приведены в работах [16, 73].

### 6.3. Особенности расчета несущих конструкций манипуляторов

Балочные элементы (стержни) конструкций манипуляторов, а также несущих конструкций (см. рис. 6.2), по которым перемещается робот, относятся к числу тонкостенных. Основные размеры этих балок — толщина  $\delta$ , длина контура поперечного сечения  $S$ , длина оси стержня  $l$  разного порядка. Тонкостенные стержни имеют сечение открытого (рис. 6.12, а, б) или замкнутого типа (рис. 6.12, в, г). С точки зрения расчета тонкостенный стержень может рассматриваться и как оболочка.

На рис. 6.12 показаны основные элементы балок, определяющие вид сечения — пояса и стенки. Геометрические параметры их (высота  $h_\delta$ , ширина  $b_\delta$ , толщина элементов  $\delta$ ) определяются в соответствии с требованиями двух групп предельных состояний (см. п. 6.1): прочности, устойчивости, жесткости. Балка при этом должна иметь по возможности меньшую массу и быть технологичной в изготовлении. В ряде случаев эти требования противоречивы. К дополнительным (условно) элементам балки относятся продольные 1 и поперечные 2 ребра жесткости (см. рис. 6.12, д), малые 3 и большие 4 диафрагмы (рис. 6.12, е): Главное назначение их — обеспечение местной устойчивости стенок и поясов балки [10]. Малые диафрагмы выполняют роль промежуточных опор при центральном расположении рельса в балке коробчатого сечения. Наличие дополнительных элементов учитывается при определении массы балки конструктивным коэффициентом  $\beta = 1,2-1,3$ . Поперечные ребра жесткости и большие диафрагмы обеспечивают также пространственную жесткость балки.

Высота сечения  $h_\delta$  определяется условием получения минимальной массы балки, нормой жесткости в вертикальной плоскости, а иногда

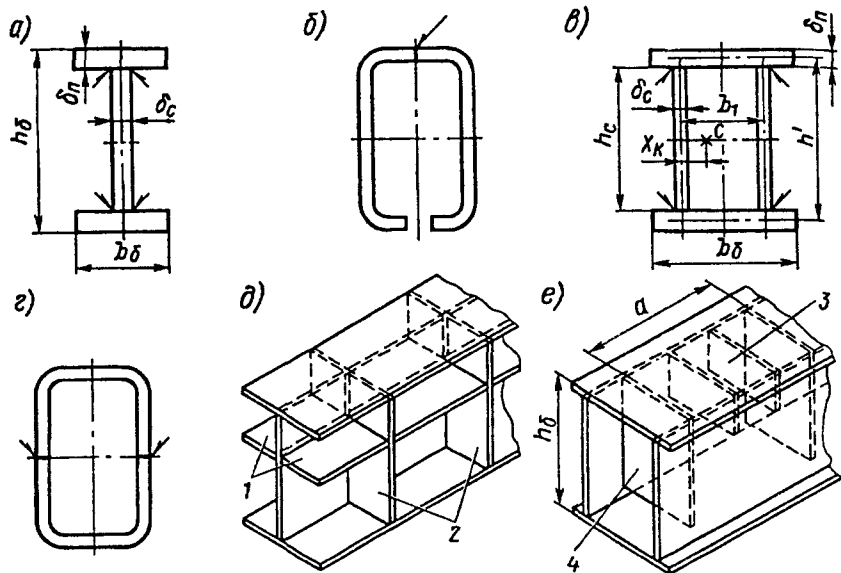


Рис. 6.12. Типы сечений и элементы составных балок

предоставленным высотным габаритом. При расчете и проектировании балочных элементов конструкций манипуляторов высотой можно задаваться на основе имеющегося опыта существующих изделий.

Известные из курса "Сопротивление материалов" формулы, связанные с растяжением, изгибом, кручением (свободным или чистым), в основном справедливы и для тонкостенных стержней. Подсчитанные с помощью этих формул результаты дают значения основных напряжений. Вместе с тем вследствие отмеченных геометрических соотношений тонкостенный стержень (балка) открытого типа обладает особыми свойствами [87].

В тех случаях, когда развитие осевых деформаций при кручении стеснено (стесненное кручение), депланация (выход точек поперечного сечения из плоскости) уменьшается. При этом повышается жесткость тонкостенного стержня. Существенным для учета влияния эффекта "тонкостенности" балки является параметр

$$\nu = I_{\min} / I_k,$$

где  $I_{\min}$  — минимальный момент сечения при изгибе;  $I_k$  — момент инерции сечения при свободном кручении.

При  $\nu \leq 3$  можно использовать обычные зависимости при изгибе и кручении балок, при больших  $\nu$  надо учитывать влияние стеснения

свободной депланации точек поперечного сечения стержня и появления дополнительных нормальных и касательных напряжений.

Применительно к тонкостенным профилям вводятся новые геометрические характеристики:  $S_\omega$  — секториально-статический момент,  $m^4$ ;  $S_\omega = \int_F \omega dF$ ;  $S_{\omega_x}, S_{\omega_y}$  — секториально-линейные моменты площади,  $m^5$ ;  $S_{\omega_x} = \int_F x \omega dF$ ,  $S_{\omega_y} = \int_F y \omega dF$ ;  $I_\omega$  — секториальный момент инерции,  $m^6$ ;  $I_\omega = \int_F \omega^2 dF$ . При постоянной толщине контура  $\delta$  эти характеристики имеют вид:

$$S_\omega = \delta \int_S \omega dS; S_{\omega_x} = \delta \int_S x \omega dS; S_{\omega_y} = \delta \int_S y \omega dS; I_\omega = \delta \int_S \omega^2 dS.$$

Они строятся на основе понятия секториальной площади  $\omega$ .

На рис. 6.13 показаны средняя линия контура поперечного сечения  $AD$ , начало отсчета 0 дуги  $S$ , элементарный отрезок  $dS$ , полюс  $P$ . Элементарная секториальная площадь  $d\omega$  равна удвоенной площади треугольника  $PBC$ :  $d\omega = rdS$ , где  $r$  — расстояние от полюса до касательной к линии контура в точке  $B$ . Секториальная площадь в точке  $B$

$\omega = \int_0^B r dS$ . Вращение радиусов-векторов  $PB$  по часовой стрелке дает приращение  $d\omega$  с плюсом, против часовой стрелки — с минусом.

На рис. 6.14 построены эпюры  $\omega$  и координат  $x$  и  $y$  для двутаврового сечения, имеющего две оси симметрии, показаны полюс  $P$ , начало отсчета 0. Начало координат системы совпадает с центром тяжести сечения. Для подобных контуров, имеющих прямолинейные участки, при вычислении секториальных характеристик можно применять способ Верещагина.

При поперечном изгибе тонкостенного стержня основные нормальные напряжения  $\sigma$  определяются так же, как и для сплошного бруса. Касательные напряжения

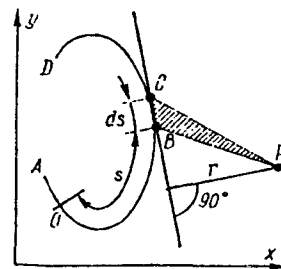


Рис. 6.13. Секториальная площадь сечения

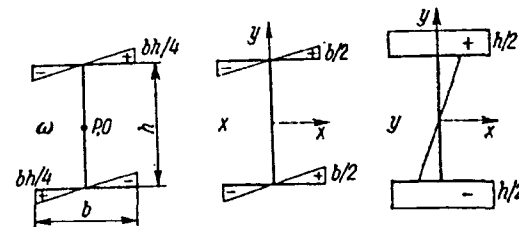


Рис. 6.14. Эпюры  $\omega$ ,  $x$ ,  $y$  для двутаврового сечения

$$\tau_Q = \frac{Q_x S_y^*}{I_y \delta} + \frac{Q_y S_x^*}{I_x \delta}, \quad (6.55)$$

где  $Q_x, Q_y$  — составляющие поперечной силы соответственно по главным осям  $x$  и  $y$ ;  $S_x^*, S_y^*$  — статические моменты относительно осей  $x$  и  $y$  отсеченной части сечения.

Касательные напряжения  $\tau_Q$  предполагаются равномерно распределенными по толщине сечения  $\delta$ . Сечения тонкостенных стержней, помимо центра тяжести, имеют еще одну особую точку — центр изгиба, относительно которого момент касательных сил в сечении при поперечном изгибе равен нулю. При этом момент внешних сил относительно центра изгиба должен быть также равен нулю. Другими словами, равнодействующая поперечных сил в этом случае проходит через эту точку. Для профиля типа швеллера (рис. 6.15, а) в точке  $A$

$$M_A = 2 \int_0^b \tau_Q \delta ds. \quad (6.56)$$

Касательные напряжения в полках в соответствии с выражением (6.55),

в котором полагаем  $Q_x = 0$ ;  $I_x = h^2 \delta (h + 6b)/12$ ;  $S_x^* = h \delta s/2$ , равны

$$\tau_{Q_n} = 6 Q_y S_x^* / [h \delta (h + 6b)]. \quad (6.57)$$

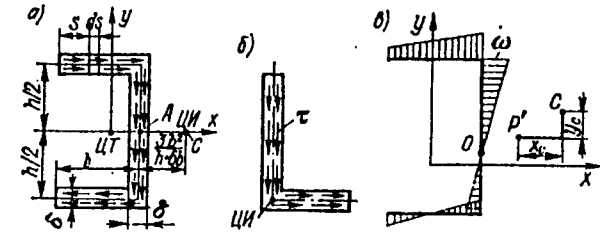
В стенке

$$\tau_{Q_c} = 6 Q_y (bh + h^2/4 - y^2) / [h^2 \delta (h + 6b)]. \quad (6.58)$$

После подстановки значения  $\tau_{Q_n}$  из формулы (6.57) в формулу (6.56) и интегрирования получим  $M_A = Q_y \frac{3b^2}{h + 6b}$ . Следовательно, центр изгиба находится на расстоянии  $3b^2/(h + 6b)$  от средней линии стенки. Для сечений с двумя осями симметрии (двутавр, коробчатый профиль и т.п.) центр изгиба совпадает с центром тяжести сечения. Для углового профиля (рис. 6.15, б) он находится в точке пересечения средних линий стенки и полки.

Если момент от внешних сил относительно центра изгиба не равен нулю, то стержень будет испытывать не только изгиб, но еще и кручение. Поэтому при определении внутренних силовых факторов приведение касательных сил в сечении следует осуществлять не к центру тяжести, а к центру изгиба.

Рис. 6.15. Центр изгиба (ЦИ) тонкостенного стержня



В общем случае для тонкостенного стержня произвольного профиля координаты центра изгиба определяются на основе следующих выражений (рис. 6.15, в):

$$x_c = - \int_F \omega' dF / I_x; \quad y_c = \int_F x \omega' dF / I_y,$$

где  $x, y$  — координаты системы главных центральных осей координат;  $\omega'$  — секториальная площадь при произвольном полюсе  $P'$ ;  $x_c, y_c$  — разности координат между центром изгиба  $C$  и полюсом  $P'$ .

Различают чистое (свободное) и стесненное кручения. В первом случае в поперечных сечениях стержней возникают только касательные напряжения  $\tau_1$ , одинаковые для всех сечений. Поперечные сечения, поворачиваясь одно относительно другого, свободно деформируются в направлении оси стержня. При кручении тонкостенных стержней имеют место и относительный поворот сечений, и деформация (искривление) их из своей плоскости. При свободном кручении деформации сечений по длине элемента одинаковы. В открытом профиле максимальные касательные напряжения возникают у наиболее толстого элемента в крайнем волокне

$$\tau_{1\max} = M_k \delta_{\max} / I_k, \quad (6.59)$$

где  $I_k$  — момент инерции сечения при свободном кручении;

$$I_k = \gamma \Sigma h \delta^3 / 3; \quad (6.60)$$

$\gamma$  — поправочный коэффициент для балок; для сварных балок  $\gamma = 1,4$ ;  $h$  и  $\delta$  — соответственно высота (ширина) и толщина прямоугольников, из которых составлен профиль. Для балок замкнутого профиля (см. рис. 6.12, в)

$$\tau_{1\max} = M_k / (2F \delta_{\min}); \quad F = b_1 h', \quad (6.61)$$

Балки с замкнутым профилем хорошо сопротивляются кручению, а с открытым профилем — плохо.

Анализ кручения стержня открытого профиля на основе гипотезы жесткого контура поперечного сечения дает зависимость продольного



перемещения, т.е. деформации  $W$  поперечного сечения, от секториальной площади  $\omega$

$$W = -\theta\omega, \quad (6.62)$$

где  $\theta$  — относительный угол закручивания.

Если деформация переменна вдоль оси стержня  $z$ , то в поперечных сечениях возникают нормальные напряжения

$$\sigma_2 = E\varepsilon = E(dW/dz) = -E\omega(d\theta/dz). \quad (6.63)$$

При этом возникают вторичные касательные напряжения  $\tau_2$  в поперечных сечениях стержня

$$\tau_2 = \frac{E}{\delta} \frac{d^2\theta}{dz^2} \int_F \omega dF = \frac{E}{\delta} \frac{d^2\theta}{dz^2} S_{\omega}^{\text{отс}}, \quad (6.64)$$

где  $S_{\omega}^{\text{отс}}$  — секториально-статический момент отсеченной части сечения.

Вторичные касательные напряжения  $\tau_2$  по толщине профиля распределены равномерно. При свободном кручении, когда нет ограничений деформации,  $\sigma_2 = 0$  и  $\tau_2 = 0$ , а угол

$$\theta = M_K / (G I_K). \quad (6.65)$$

Для одностенчатых балок  $I_K$  определяется по формуле (6.60), а для сварных коробчатых по формуле

$$I_K = 4F^2 / (\Sigma s / \delta), \quad (6.66)$$

где  $s$  — длина стороны периметра;  $\Sigma s / \delta$  — значение, определяемое по всей длине замкнутой осевой линии.

Стесненное кручение возникает при наличии препятствий деформации сечений, например в местах заделки стержней. При удалении от этих сечений относительный угол закручивания  $\theta$  и деформация  $W$  возрастают. В этом случае  $d\theta/dz \neq 0$  и  $\sigma_2 \neq 0$ . Вторичные напряжения носят местный характер и быстро затухают по мере удаления от мест стеснения. Нормальные напряжения в сечениях образуют самоуравновешенную систему сил, что соответствует:

$$\int_F \sigma_2 y dF = 0; \int_F \sigma_2 x dF = 0; \int_F \sigma_2 dF = 0. \quad (6.67)$$

С учетом формулы (6.63) эти выражения имеют вид:

$$\int_F \sigma_2 y dF = 0; \int_F \sigma_2 x dF = 0; \quad (6.68)$$

$$\int_F \omega dF = 0. \quad (6.69)$$

Эпюра  $\omega$ , построенная при центре изгиба как при полюсе [см. формулу (6.68)] и удовлетворяющая условию (6.69), называется главной секториальной площадью. Внешний крутящий момент:

$$M_K = M_1 + M_2, \quad (6.70)$$

где  $M_1$  — момент от основных касательных напряжений;  $M_2$  — момент от вторичных касательных напряжений  $\tau_2$ ;  $M_2 = M_{\omega}$ .

Дифференциальное уравнение стесненного кручения имеет вид

$$d^2\theta/(dz^2) - \alpha^2\theta = -\alpha^2 M_K / (G I_K). \quad (6.71)$$

Решением его являются выражения:

$$\theta = C_1 \text{sh}\alpha z + C_2 \text{ch}\alpha z + \theta^*; \quad (6.72)$$

$$\alpha^2 = G I_K / (E I_{\omega}), \quad (6.73)$$

где  $C_1, C_2$  — постоянные, определяемые из граничных условий;  $\theta^*$  — частное решение уравнения (6.71).

В теории тонкостенных стержней применяется новая силовая характеристика — изгибно-крутящий бимомент (Н·м<sup>2</sup>):

$$B = \int_F \sigma_2 \omega dF = -E I_{\omega} (d\theta/dz). \quad (6.74)$$

Бимомент является самоуравновешенным фактором. Из сопоставления выражений (6.74) и (6.63) получим

$$\sigma_2 = \sigma_{\omega} = B \omega / I_{\omega}. \quad (6.75)$$

Для общего случая нагружения тонкостенного стержня открытого профиля, воспринимающего продольное усилие, поперечный изгиб и кручение, имеем четырехчленные формулы В. З. Власова:

$$\sigma_z = N_z / F + M_{xy} / I_x + M_{yx} / I_y + B \omega / I_{\omega}; \quad (6.76)$$

$$\tau = \frac{Q_y S_x^*}{I_x \delta} + \frac{Q_x S_y^*}{I_y \delta} + \frac{M_1 \delta}{I_K} - \frac{M_{\omega} S_{\omega}^{\text{отс}}}{I_{\omega} \delta}. \quad (6.77)$$

Для замкнутых профилей (см. рис. 6.12, в, г, е) вместо  $\omega$  используют обобщенную секториальную площадь сечения

$$\bar{\omega} = \omega - \omega_K s' / s_K',$$

где  $\omega$  — секториальная площадь в данной точке;  $\omega_K$  — удвоенная площадь, ограниченная средней линией контура;  $s_K'$  — приведенный периметр профиля;

$S'_k = \Sigma(S/\delta)$ ;  $S'$  — приведенная длина стороны периметра  $S$ . Для коробчатой балки (см. рис. 6.12, б)

$$\bar{\omega} = \omega - \frac{2b_1 h' S}{\Sigma(S/\delta) \delta}. \quad (6.78)$$

Координата центра изгиба (см. рис. 6.12, в) для прямоугольного коробчатого профиля в случае равенства толщин поясов определяется приближенно:

$$x_k = I_2 b_1 (I_1 + I_2) = \delta_2 b_1 / (\delta_1 + \delta_2), \quad (6.79)$$

где  $I_1, I_2$  — моменты инерции стенок относительно собственных центральных осей;  $\delta_1, \delta_2$  — толщины стенок.

При кручении открытых профилей напряжение  $\sigma_2 = \sigma_\omega$  существенно и сравнительно мало для замкнутых профилей. Касательные же напряжения  $\tau_2 = \tau_\omega$  в крановых балках открытого профиля обычно значительно меньше касательных напряжений  $\tau_1$ , обусловленных свободным кручением. Их можно не учитывать. В замкнутых же профилях в сечениях вблизи стеснения они соизмеримы с  $\tau_1$ .

К числу явлений, нарушающих нормальную эксплуатацию механических конструкций роботов (мертвый ход в узлах, люфт подшипников, трение в узлах и т. п.), относятся и повышенные деформации отдельных компонентов всей системы. В качестве конструкторских приемов возможно изменение жесткости модулей роботов, уменьшение массы перемещаемых частей, применение уравнивания и т. п. Жесткость модулей робота определяет жесткость манипулятора в целом, а также точность позиционирования робота [84].

Учитывая, что металлические конструкции роботов, как правило, сварные и, в большинстве случаев, несущая способность их (сопротивление усталости, хладостойкость) определяется работоспособностью сварных узлов, при разработке уточненных расчетных схем следует учитывать напряженно-деформированное состояние зон сварных соединений [9]. В этих зонах создается поле остаточных напряжений и деформаций после сварки при изготовлении, которое в дальнейшем при эксплуатации взаимодействует с полем напряжений от рабочих нагрузок.

## Глава 7

### ЗАХВАТНЫЕ УСТРОЙСТВА МАНИПУЛЯТОРОВ И РОБОТОВ

#### 7.1. Общие сведения. Технические показатели захватных устройств

Захватным устройством (захватом) манипулятора или робота называют рабочий орган, который предназначен для захвата и удержания объектов манипулирования (грузов).

Объектами манипулирования (грузами) являются предметы производства, инструменты, технологическая оснастка и т. п. Объекты различаются по физическому состоянию, свойствам, характеристикам, форме, ориентации в момент захватывания, свойствам симметрии и др.

По физическому состоянию объекты манипулирования разделяются на твердые, сыпучие и жидкие.

Твердые объекты (штучные грузы) характеризуются следующими основными характеристиками: размерами, массой, температурой, коэффициентом внешнего трения. При проектировании захватов рассматривают и учитывают свойства твердых объектов: хрупкость, упругость, твердость, наличие опорных (базовых) поверхностей, наличие острых кромок и выступов, взрывоопасность, пожароопасность, радиоактивность и др.

Сыпучие объекты (грузы) характеризуются гранулометрическим составом, насыпной плотностью, коэффициентами внешнего и внутреннего трения, углом естественного откоса и др. Различают более десятка различных свойств сыпучих грузов, основными из которых являются: абразивность, липкость, коррозионность, хрупкость, радиоактивность, самовозгораемость, взрывоопасность, ядовитость, гигроскопичность, слеживаемость, смерзаемость, пыление.

Жидкие объекты (грузы) характеризуются температурой, в том числе температурой перехода в иное агрегатное состояние (газообразное или твердое), плотностью, вязкостью и др. Основными свойствами, которые необходимо учитывать при проектировании захватных устройств, являются: ядовитость, коррозионность, радиоактивность, пожароопасность, взрывоопасность.

Большинство созданных и эксплуатируемых роботов и манипуляторов перемещают твердые объекты манипулирования.

Характеристики и свойства объектов манипулирования определяют основные требования, предъявляемые к захватным устройствам. Это ограниченность контактных усилий с целью сохранения формы, обеспечение хорошего качества контактирующих поверхностей объекта и захвата, а отсюда обоснованный выбор усилия захватывания. Это также установление запасов по усилию захватывания, учитывающих динамическое нагружение захватного устройства при разгоне и торможении манипуляционного устройства в процессе переноса объекта.

Захватные устройства должны проектироваться с учетом условий работы робота или манипулятора: температуры, запыленности, давления, радиоактивности, концентрации активных химических веществ и т.д.

Требования, предъявляемые к захватным устройствам, определяются не только физическим состоянием, характеристиками и свойствами объектов манипулирования, но и их формой. Необходимо, чтобы форма зоны захватывания соответствовала форме объекта. При этом необходимо обеспечить установку захватного устройства в зону захватывания без касания его рабочих элементов к объекту манипулирования. Нужно также обеспечить достаточно большие зазоры между ними, чтобы погрешности установки объекта и погрешности позиционирования не приводили бы к касанию рабочих элементов с объектом до начала работы захватного устройства. Более того, необходимо выбрать наиболее подходящую конструкцию рабочих поверхностей захватного устройства, обеспечивающих надежное фиксирование и сохранность в нем объектов.

Основными техническими характеристиками захватных устройств являются: грузоподъемность, усилие захватывания, предельные значения сил и моментов, время захватывания, время отпущения, масса, габаритные размеры, напряжение питания, средняя наработка на отказ [92]. Для вакуумных и магнитных захватов дополнительно указывают размеры контактной площади присоски и номинальное давление в полости присоски (для вакуумных), а также число ампер-витков и размеры площади контакта электромагнита (для магнитных).

Грузоподъемностью захватного устройства называют наибольшее допустимое для него значение массы объекта манипулирования. Грузоподъемность захватного устройства не должна превышать грузоподъемность оснащаемого им робота или манипулятора. Усилие захватывания — это сила воздействия рабочих элементов захвата на объект манипулирования. Предельными значениями сил и моментов, действующих на захватное устройство в направлении трех осей прямоугольной системы координат, связанной с основанием захвата, называют наибольшие значения приложенных в точке начала координат

сил и моментов, при которых объект удерживается захватом. Эти силовые факторы создаются силами тяжести, силами инерции. К ним не относятся усилие захватывания и реакции в точках контакта рабочих элементов и объекта манипулирования.

## 7.2. Классификация захватных устройств

Строгой классификации захватных устройств до сих пор не существует ввиду большого разнообразия типов захватов и их классификационных признаков.

Приведем классификацию захватных устройств (рис. 7.1) не претендующую на полноту охвата, но учитывающую некоторые дополнительные признаки уже приведенных классификаций [41, 59, 92].

П о п р и н ц и п у д е й с т в и я захватные устройства подразделяются на:

*механические*, в которых удержание объекта манипулирования осуществляется под действием усилия от рабочих элементов захвата, создаваемого приводами, силами тяжести самого объекта или силами упругости элементов захвата. Механические захватные устройства подразделяются на схваты, или на приводные, действующие от пневматических, гидравлических, электромеханических приводов и некоторых других, и на неприводные. К неприводным относят поддерживающие, на которые объект манипулирования опирается и удерживается за счет сил трения, вызываемых силами тяжести объекта (крюки, петли, вилы, штыри и т.п.). Удерживающие неприводные захватные устройства представляют собой некоторые сосуды, в которые помещают сыпучие и жидкие объекты манипулирования (мульды для скрапа, ковши для жидкого металла и т.п.). В неприводных механических захватных устройствах с упругими элементами запирание захвата осуществляется за счет сил упругости цанг, пружин и т.п.;

*вакуумные* захватные устройства удерживают объекты за счет создания разрежения воздуха в присосках, накладываемых на гладкую поверхность объекта. В активных вакуумных захватных устройствах разрежение воздуха создается от вакуумных насосов или эжекторных устройств, в пассивных — вытеснением его из рабочей камеры в результате деформирования эластичного рабочего элемента при наложении его с усилием на поверхность объекта;

*магнитные* захватные устройства обеспечивают удержание объектов из ферромагнитных материалов силами магнитного поля, создаваемого электромагнитом или постоянными магнитами;

*захватные устройства с эластичными камерами* удерживают объект манипулирования за счет сил трения или заполнения объема эластичной оболочкой, наполняемой рабочим телом (газом, жидкостью) под давлением.

К прочим захватным устройствам относят все остальные устройства, не входящие в перечисленные выше. Это, например, захваты с рабочими элементами в виде липучек, а также захваты, действие которых основано на использовании сил электростатического притяжения, эффекта адгезии и пр.

По физическому состоянию объекта манипулирования различают:

захватные устройства для штучных грузов — твердых объектов манипулирования;

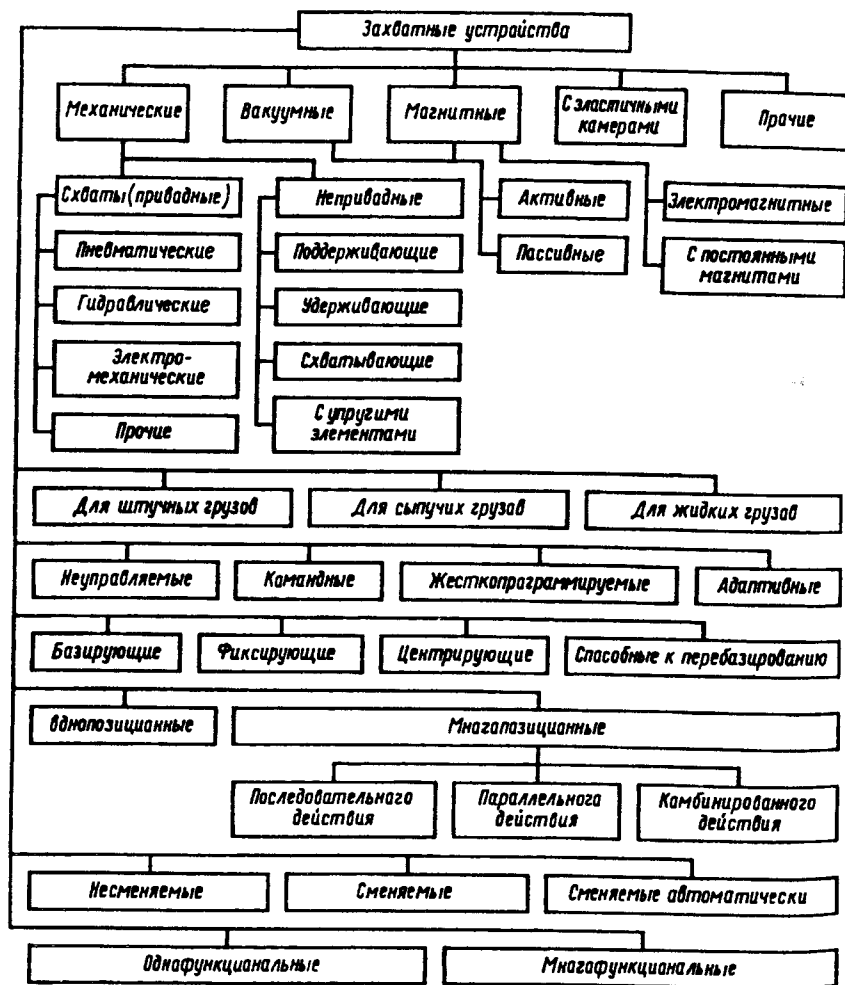


Рис. 7.1. Классификация захватных устройств

захваты для собственно сыпучих грузов, а также для мелких твердых предметов, загружаемых в захват навалом; захваты для жидких грузов.

По виду управления захватные устройства разделяют на четыре группы:

*неуправляемые* захватные устройства, в которых захватывание объекта осуществляется без управляющего сигнала. Это захваты с постоянными магнитами, вакуумные без создания принудительного разрежения в присосках. Для отпущения захвата необходимо прикладывать усилие большее, чем необходимо для его удержания;

*командные* захваты — устройства с пружинным приводом, в которых командой на срабатывание является контактное взаимодействие с объектом манипулирования (или элементами обслуживаемого роботом оборудования). Срабатывание захвата происходит через такт, как у механизмов шариковых авторучек;

*жесткопрограммируемые* захватные устройства с системой программного управления робота, которая задает все необходимые значения параметров захвата: усилие зажима, перемещение рабочих элементов захвата и др.;

*адаптивные* захватные устройства, оснащенные датчиками осязания, которые позволяют роботу приспосабливаться к внешней среде, форме, характеристикам и свойствам объекта манипулирования.

По виду базирования объектов манипулирования различают:

*базирующие* захватные устройства, которые задают положение базирующих поверхностей объекта (характерно преимущественно для поддерживающих захватов);

*фиксирующие* захваты, сохраняющие в процессе манипулирования объектом положение, которое тот имел в процессе захватывания;

*центрирующие* захваты, задающие определенное положение оси или плоскости симметрии объекта в процессе захватывания;

*захватные устройства, способные к перебазированию* объекта, изменяющие его положение с помощью рабочих элементов захвата.

По числу рабочих позиций захватные устройства бывают:

*однопозиционные*, обслуживающие только одну позицию; *многопозиционные*, подразделяющиеся на три группы: последовательного, параллельного и комбинированного действия. Захваты последовательного действия имеют только две позиции — загрузочную и разгрузочную, на которых рабочие элементы захвата действуют независимо. Захваты параллельного действия имеют несколько позиций для одновременного захватывания и освобождения группы объектов. Захватные устройства комбинированного действия имеют несколько групп параллельно работающих позиций, которые приводятся в действие независимо одна от другой.

По способу крепления к манипуляционному устройству робота захватные устройства бывают: *несменяемые*, которые являются неотъемлемой частью манипуляционного устройства;

*сменные*, представляющие собой отдельные устройства с присоединительными поверхностями для установки на манипуляционное устройство;

*сменяемые автоматически* — устройства, имеющие присоединительные поверхности и элементы, позволяющие роботу осуществлять автоматическую установку или снятие, а также замену захватных устройств.

По числу выполняемых функций различают:

*однофункциональные* захватные устройства, которые, предназначены лишь для захвата и удержания объекта;

*многофункциональные* захватные устройства, которые, кроме функций захвата и удержания, одновременно выполняют некоторые технологические операции, например, индукционный нагрев детали, точечную сварку, маркировку, измерения и контроль деталей и т.п.

### 7.3. Конструкции захватных устройств

**Механические захватные устройства.** К *неприводным поддерживающим захватным устройствам* относятся захваты кранов-штабелеров. Для захвата штучных грузов, уложенных на поддоны, в контейнеры или специальную тару, применяют устройства типа вил. Вилочный захват (рис. 7.2, а) имеет пару Г-образных вилок 2, которые крепятся на раме 1 грузоподъемника. Для перемещения длинномерных объектов применяют вилочный захват с двумя парами вилок. Расстояние между вилами может изменяться их ручной перестановкой или перемещением с помощью механического привода с парами винт-гайка.

Однако этот привод не осуществляет непосредственно операцию захвата, а служит лишь для настройки захвата для перемещения объ-

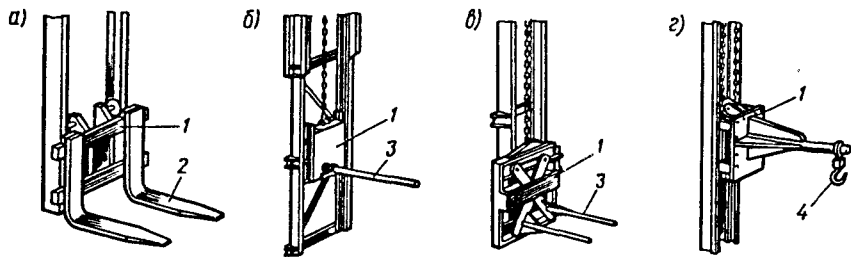


Рис. 7.2. Захваты кранов-штабелеров: а — вилочный; б — штыревой; в — двухштыревой; г — крюковой

ектов заданных габаритов. Для перемещения других объектов (катушки с кабелями, бухты проволоки и т.п.) применяют штыревые 3 (рис. 7.2, б), двухштыревые (рис. 7.2, в), стреловые с крюком 4 (рис. 7.2, г) специальные захваты [34].

*Неприводные удерживающие захваты* представляют собой некие сосуды для сыпучих и жидких грузов, как например, мульда напольно-завалочной машины или мульдозавалочного крана (рис. 7.3). Мутьда представляет собой емкость, которую заполняют шихтой для завалки сталеплавильных печей. Надежное удержание мульды 1 хоботом завалочной машины обеспечивается стопорной планкой 4, закрепленной на конце стопора 2, проходящего внутри полого хобота 3. После того как конец хобота войдет в замок мульды, стопорная планка отодвигается стопором назад и входит своими концами в прорезы на задней стенке мульды. Поворот мульды относительно горизонтальной оси хобота и стопорение мульды на хоботе осуществляются механизмом хобота, а не самого захвата — мульды.

*Неприводные схватывающие захватные устройства* подвешиваются к грузозахватным приспособлениям (как правило, крюкам) погрузочных манипуляторов, кранов. Автоматический захват для ящиков с огнеупорным кирпичом или другим грузом (рис. 7.4), выгружаемым из полувагонов, состоит из корпуса 3, лап-прижимов 1 с шипами 5 [25]. Пальцы 4 предназначены для перестановки лап при настройке на другой размер груза. Это захват с командным управлением, которое обеспечивается автоматической защелкой. В исходном положении захвата защелка держит захват открытым, а при опускании на груз срабатывает, освобождая лапы и позволяя захватить груз. При установке ящика в штабель после снятия нагрузки корпус 3 продолжает движение в направлении спуска груза до момента, когда защелка автоматически придет в положение для открытия захвата и удержания его в открытом состоянии.

*Неприводное захватное устройство схватывающего типа с командным управлением многопозиционного параллельного действия* (рис. 7.5) предназначено для погрузки железобетонных шпал железнодорожных путей. Для обеспечения командного режима автоматического закрытия и раскрытия захвата 3 применяется гравитационный механизм 1, работающий под действием силы тяжести траверсы 2.

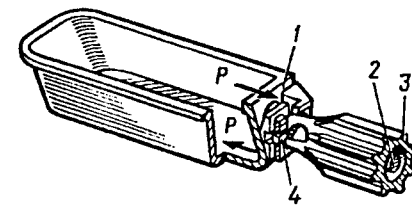


Рис. 7.3. Мутьда напольно-завалочной машины

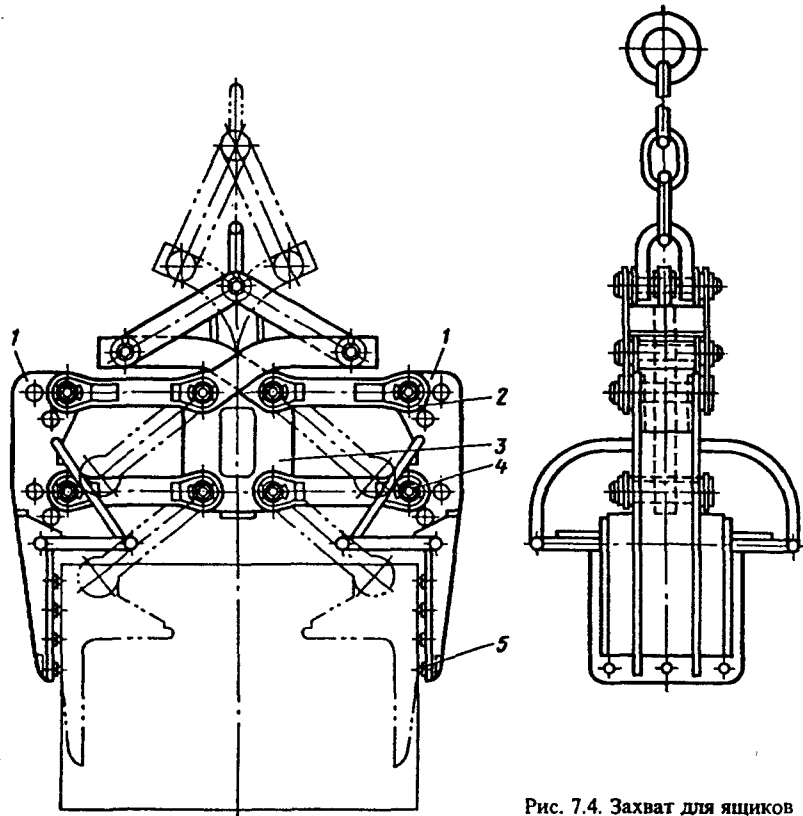


Рис. 7.4. Захват для ящиков

Приводные механические хватные устройства (схваты) отличаются большим разнообразием схем и конструкций. Тип привода не является определяющим в классификации этих хватных устройств. Кинематические схемы схватов с гидроприводом могут быть одно-

значно реализованы с пневмоприводом и в большинстве случаев — с электромеханическим приводом. В большей степени конструкцию схватов определяет наличие или отсутствие передаточного механизма.

Рассмотрим конструкцию несимметричного приводного механического хватного устройства без передаточного механизма с двумя гидроприводами поступательного перемещения

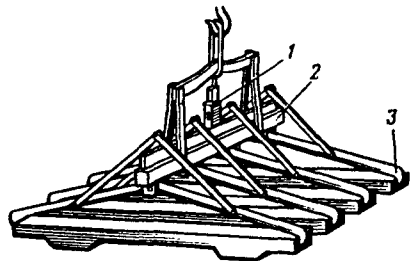


Рис. 7.5. Захватное устройство для железнодорожных шпал

(рис. 7.6) [25]. Захват-кантователь предназначен для перегрузки рулонов бумаги. На раме 9 шарнирно установлены верхняя 1 и нижняя 11 лапы, рабочая поверхность которых покрыта листовой резиной для предохранения груза от повреждений. Приводом захвата является гидроцилиндр 2. Для кантования рулонов на угол 90° служит гидроцилиндр 8, посредством тяги 10 соединенный с поворотной рамой 9. Захват навешивают на каретку погрузчика и закрепляют планками 6 и винтами 5 (7 — кронштейн поворота; 3, 4 — трубопроводы). Диаметр рулонов бумаги 800—1000 мм. На складе рулоны укладывают на торец. Перемещение осуществляется в положении, когда ось рулона расположена по горизонтали.

В механических хватных устройствах в большинстве случаев применяется рычажный передаточный механизм, более редко — механизм с канатной, ременной, цепной передачами. Существует несколько типов рычажных передаточных механизмов схватов. Рассмотрим кинематические схемы основных из них (рис. 7.7).

Конструктивная реализация схвата с рычажно-шарнирным передаточным механизмом представлена на рис. 7.8. Центрирующий схват семейства промышленных роботов "Стрела" грузоподъемностью 0,6 кг имеет пневмопривод и манипулирует цилиндрическими деталями диаметром 33—52 мм. Схват крепится на руке робота корпусом 1. На корпусе установлен пневмоцилиндр 4, шток 3 которого шарнирно соединен с рычагами 2. Последние также шарнирно соединены с рычагами 6, на которых закреплены губки 7 схвата. Для замыкания схвата сжатый воздух подают в правую полость цилиндра. Пружина 5 предназначена для приведения схвата в исходное положение.

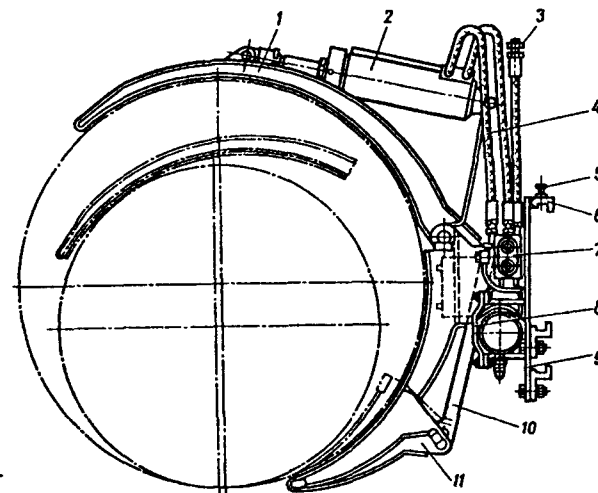


Рис. 7.6. Захват-кантователь для рулонов бумаги

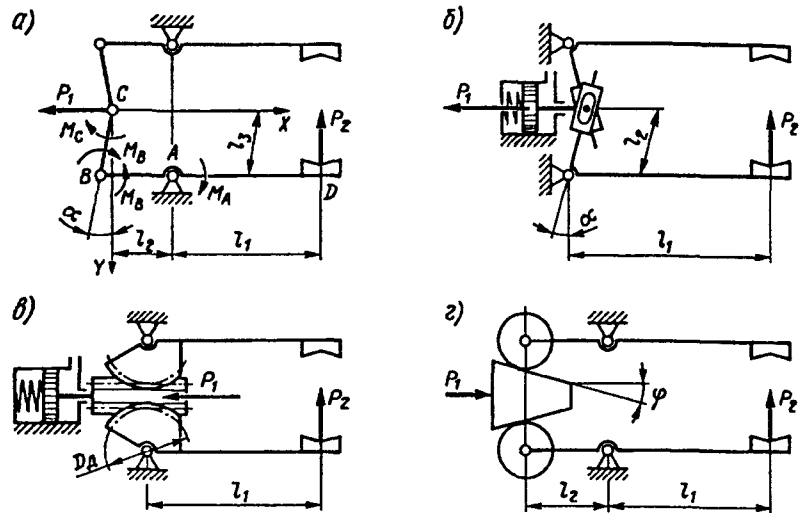


Рис. 7.7. Кинематические схемы основных рычажных передаточных механизмов схватов:  
 а — рычажно-шарнирного; б — рычажно-ползунного; в — рычажно-реечного; г — рычажно-кулачко-  
 вого;  $l_1$ — $l_2$  — длины плеч рычагов;  $P_1$  — усилие привода;  $P_2$  — усилие зажатия захвата

Схват с плоскопараллельным движением губок рычажно-ползунного типа (рис. 7.9) применяется в промышленном роботе "Пума 560" грузоподъемностью 2,5 кг [92]. Ход губок в пределах 0—80 мм. Усилие замыкания около 300 Н. Привод осуществляется от пневмоцилиндра 3 одностороннего действия. На штоке пневмоцилиндра установлены ползуны 2, скользящие в бронзовых направляющих кулисах 1. Плоскопараллельное перемещение губок схвата обеспечивается применением параллелограммного механизма.

Грузоподъемность схвата с рычажно-реечным параллелограммным передаточным механизмом с гидроприводом (рис. 7.10) составля-

ет 20 кг, диапазон раскрытия губок — 50—170 мм. Усилие замыкания схвата до 5000 Н. Направляющей для реек 1 служит шток 2 гидроцилиндра. Рейки, нарезанные на гильзе гидроцилиндра, зацепляются с двумя зубчатыми колесами 3, на оси которых жестко установлены рычаги 4 параллелограммного передаточного механизма.

На рис. 7.11 представлен схват с рычажно-кулачковым пантографическим передаточным механизмом, обеспечивающим только поперечное перемещение губок в процессе захватывания объекта манипулирования [53]. Кулачок (клин) 2 установлен на штоке привода линейного перемещения 1. Привод жестко соединен с корпусом рычажного механизма 5. С клином взаимодействуют ролики 6, оси которых установлены в подпружиненных сухарях 3, перемещающихся в поперечном направлении и являющихся стойками пантографов. Направление перемещения стоек пантографов определяет направление движения губок схвата 4.

Вакуумные захватные устройства. Действие вакуумных захватных устройств основывается на создании усилия захватывания (притяжения) объекта к вакуумной камере за счет создания в ней разрежения воздуха. Разрежение воздуха в рабочей камере захвата и ее герметизация происходят при установке захвата с эластичным уплотнением на гладкую поверхность объекта.

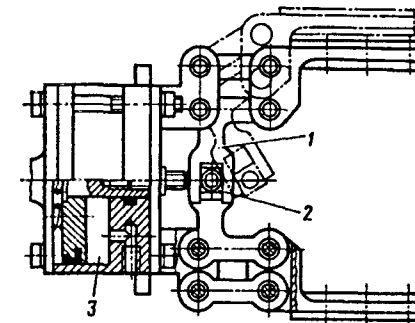


Рис. 7.9. Схват промышленного робота "Пума 560"

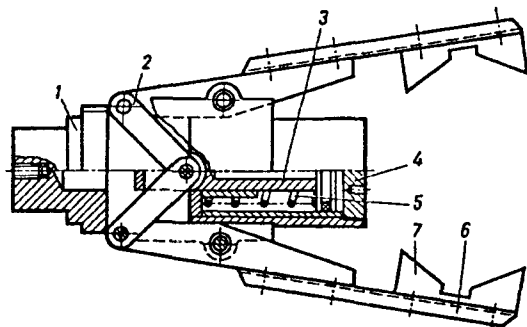


Рис. 7.8. Схват семейства промышленных роботов "Стрела"

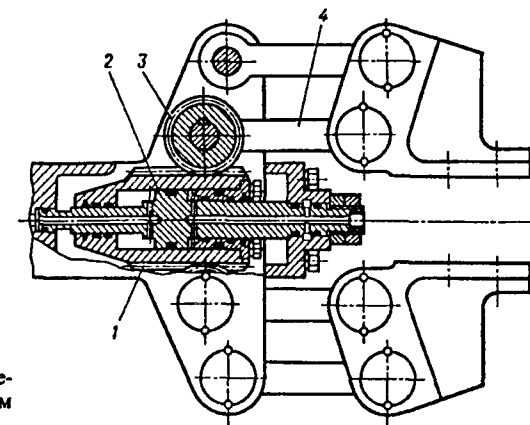


Рис. 7.10. Схват с рычажно-реечным параллелограммным передаточным механизмом

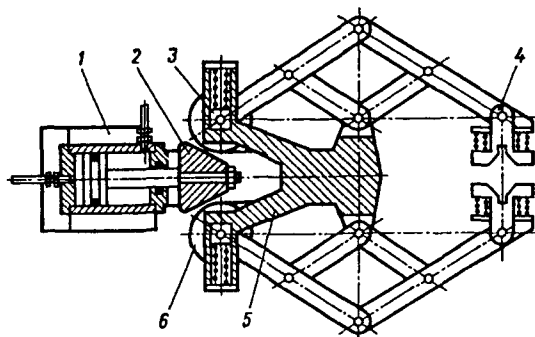


Рис. 7.11. Схват с рычажно-кулачковым пантографическим передаточным механизмом

Вакуумное захватное устройство может иметь одну или несколько рабочих камер (присосок). Это зависит от необходимости обеспечивать заданную грузоподъемность захвата и от габаритов объекта манипулирования.

По способу создания разрежения в рабочей камере различают насосные, эжекторные и безнасосные захватные устройства.

Насосные вакуумные захватные устройства применяют для манипулирования крупногабаритными объектами, у которых отсутствуют места, удобные для захватывания обычными средствами. Это листовое стекло, металлические листы (в том числе гофрированные), гладкие трубы, рулоны бумаги, строительные плиты и панели и т.п. Применяют автономные насосные вакуумные захваты (рис. 7.12, а), у которых энергетическая установка, включающая насосное оборудование, ресивер, устройства контроля и управления, расположена на траверсе захвата. Используют также насосные захваты, у которых энергетическая установка размещена на раме манипулятора.

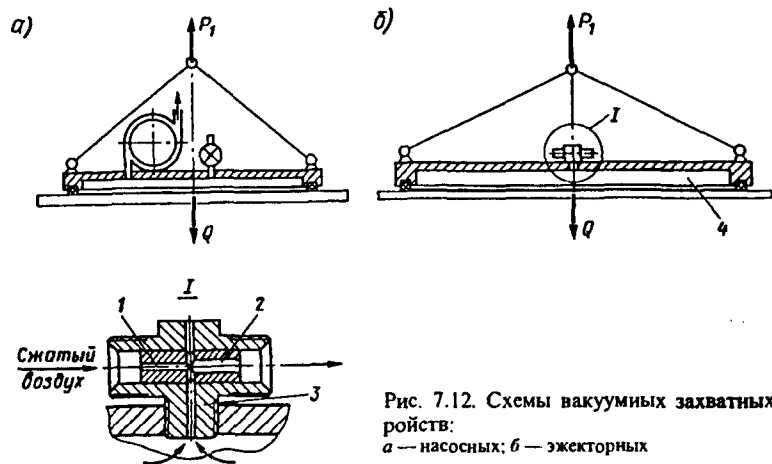


Рис. 7.12. Схемы вакуумных захватных устройств: а — насосных; б — эжекторных

Рассмотрим схему манипулятора для монтажа стеклянных витрин и панелей (см. рис. 7.14) массой до 300 кг и площадью до 12 м<sup>2</sup>, оснащенного насосным вакуумным захватом с размещением насосного оборудования на транспортном средстве 1 [25]. По шарнирной мачте 2 манипулятора вертикально перемещается грузовая каретка 3, на которой установлена рама вакуумного захвата 4, несущая вакуумные присоски 5. Груз б (например, витринное стекло) захватывается присосками из пакета в ящике, переводится в горизонтальное положение и подается манипулятором на раскройный стол.

Готовый к установке лист стекла опять захватывается вакуумными присосками, переводится в вертикальное положение и перемещается к месту монтажа. На месте установки витринного стекла осуществляется точная доводка в пространстве захвата с объектом и его закрепление.

Эжекторные захватные устройства (см. рис. 7.12, б) отличаются от других большим размером вакуумной камеры, в которой невозможно получить давление ниже 0,0533 МПа. Разрежение в камере создается с помощью эжектора, соединенного с камерой патрубком 3. Через канал 1 малого сечения сжатый воздух цеховой пневмомагистрали с давлением 0,45—0,6 МПа подается в канал 2 большего сечения. Из-за резкого увеличения сечения давление воздуха в полости 2 снижается, что приводит к откачиванию воздуха из камеры 4.

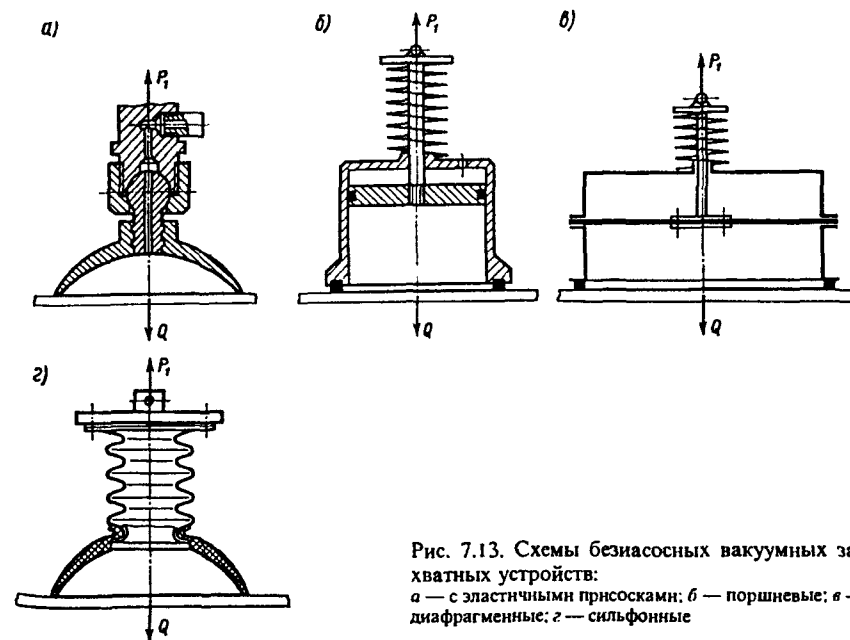


Рис. 7.13. Схемы безнасосных вакуумных захватных устройств: а — с эластичными присосками; б — поршневые; в — диафрагменные; г — сильфонные



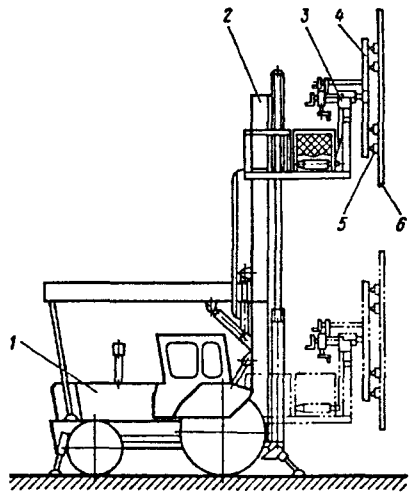


Рис. 7.14. Захват для монтажа стеклянных витрин

В безнасосных вакуумных захватных устройствах разрежение в вакуумной камере создается одноразовым изменением ее объема. Наиболее простым по конструкции является безнасосный вакуумный захват с эластичными присосками тарельчатой или колоколообразной формы (рис. 7.13, а). Изменение объема вакуумной камеры в них происходит в результате деформации эластичной присоски в осевом направлении под действием, например, силы тяжести самого захвата, опущенного на рабочую поверхность объекта. Для освобождения захвата от груза применяют управляемые клапаны.

В безнасосных поршневых вакуумных захватах (рис. 7.13, б) разрежение в рабочей камере создается под действием силы тяжести груза или принудительно пружиной, либо приводом линейного перемещения. При этом может обеспечиваться большее усилие захвата груза по сравнению с остальными безнасосными вакуумными захватами.

В безнасосных диафрагменных вакуумных захватах (рис. 7.13, в) вакуум в рабочей камере создается деформацией эластичной диафрагмы.

В безнасосных сильфонных вакуумных захватах (рис. 7.13, г) рабочая камера образована упругим гофрированным цилиндром (сильфоном), к которому прикреплена эластичная захватная горловина. Изменение объема камеры осуществляется при установке захвата на объект силой его тяжести, а приведение в исходное состояние — силами упругости сильфона.

**Магнитные захватные устройства.** Ферромагнитные объекты манипулирования (стальные и чугунные детали, прокат черных металлов, чугунные чушки, стальной скрап и стружку черных металлов) в промышленности и на транспорте перегружают с помощью магнитных захватных устройств.

Преимуществом магнитных захватов является их большая грузоподъемность, отнесенная к единице площади контакта с объектом манипулирования, малое время срабатывания, простота конструкции, возможность манипулирования с фасонными, ребристыми, решетчатыми поверхностями, что затруднительно или невозможно при применении

вакуумных захватов. Недостатками магнитных захватов являются: возможность работы только с ферромагнитными материалами, наличие остаточного магнетизма у перемещаемых магнитными захватами объектов, необходимость страховки от возможных отключений электропитания.

Захваты с постоянными магнитами применяются достаточно редко, так как для освобождения детали от захвата необходимо применять специальные приспособления или осуществлять манипулятором сложные движения.

Электромагнитные захватные устройства содержат один или несколько электромагнитов в зависимости от формы и массы объектов манипулирования.

Для перегрузки болванок, плит, стального и чугунного скрапа и стружки применяют круглые электромагниты, а для рельсов, балок, труб, сортового проката — прямоугольные магниты большой грузоподъемности.

Круглый электромагнит (рис. 7.15) состоит из круглого корпуса 1, наружного б и внутреннего 3 полюсов, многосекционной катушки 4 [25]. Катушка снизу закрыта защитной шайбой 5. Полюсы б и 3, а также корпус 1 отлиты из малоуглеродистой стали с большой магнитной проницаемостью. Электромагнит подвешивается на цепях 2 к манипулятору или к крюку грузоподъемного крана. Круглые электромагниты мощностью 2,3—12,4 кВт обеспечивают грузоподъемность при перегрузке плит 6000—20 000 кг соответственно, стального скрапа — 200—2000 кг, стальной стружки — 80—650 кг.

Мощность и грузоподъемность электромагнитных захватных устройств промышленных роботов значительно меньше приведенных для круглых электромагнитов. Эти захваты могут состоять не из

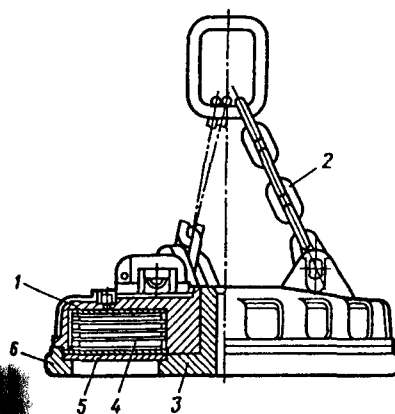


Рис. 7.15. Круглый электромагнит

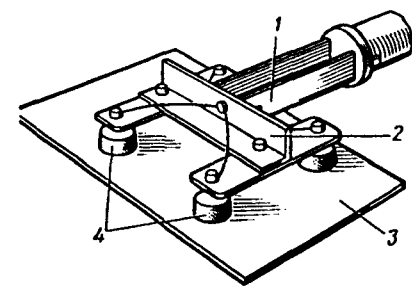


Рис. 7.16. Электромагнитный захват промышленного робота

одного, а из нескольких электромагнитов 4, установленных на траверсе 2 захвата 1 (рис. 7.16), предназначенного для перемещения плоских объектов 3.

Конструкции других типов захватных устройств подробно рассмотрены в [25, 41, 59, 92].

#### 7.4. Расчеты захватных устройств

**Расчет механических захватных устройств.** Расчет механических захватов имеет целью определить требуемые усилия замыкания, усилия в элементах его передаточного механизма, усилия приводного устройства. Это дает возможность проводить остальные необходимые расчеты элементов захватного устройства на прочность, жесткость и пр.

Понятия *передаточного отношения* и *коэффициента полезного действия* упрощают силовой анализ и анализ кинематики передаточного механизма захватного устройства.

Рассмотрим расчетные схемы основных рычажных передаточных механизмов с плоским движением губок захватного устройства. Для рычажно-шарнирного передаточного механизма (см. рис. 7.7, а) моменты сил трения в шарнирах А, В, С имеют вид [53]:

$$M_A = \frac{d}{2} \operatorname{tg} \rho \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AX}^2};$$

$$M_B = \frac{d}{2} \operatorname{tg} \rho \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BX}^2}; \quad M_C = \frac{d}{2} \operatorname{tg} \rho \sqrt{R_{CY}^2 + R_{CX}^2}.$$

где  $d$  — диаметр осей шарниров, который на практике принимают одинаковым для всех осей;  $\rho$  — угол трения в шарнирах.

Ввиду того что усилия в плоскости рычажно-шарнирного передаточного механизма в направлении оси  $X$  несравнимо меньше, чем в направлении оси  $Y$ , можно допустить, что

$$M_A = \frac{d}{2} \operatorname{tg} \rho R_{AY};$$

$$M_B = \frac{d}{2} \operatorname{tg} \rho R_{BY}; \quad M_C = \frac{d}{2} \operatorname{tg} \rho R_{CY}.$$

Условием равновесия звена  $BC$  является уравнение

$$M_C + M_B - \frac{P_1}{2} l_3 \cos \alpha + R_{BY} l_3 \sin \alpha = 0.$$

Так как реакции в шарнирах  $B$  и  $C$  стержня  $BC$  одинаковы, то  $M_C = M_B$ .

Подставив в уравнение это равенство и решив уравнение относительно реакции  $R_{BY}$ , получим:

$$R_{BY} = \frac{P_1}{2} \frac{l_3 \cos \alpha}{(d \operatorname{tg} \rho + l_3 \sin \alpha)}. \quad (7.1)$$

В реальных конструкциях рассматриваемого передаточного механизма значение угла поворота звена  $BC$  мало. Поэтому

$$R_{BY} = \frac{P_1}{2} \frac{l_3}{(d \operatorname{tg} \rho + l_3 \alpha)},$$

или

$$R_{BY} = \frac{P_1}{2 \left( \frac{d}{l_3} \operatorname{tg} \rho + \alpha \right)}. \quad (7.2)$$

Уравнение равновесия звена  $BD$

$$-M_B + M_A - R_{BY} l_2 + P_2 l_1 = 0$$

или

$$-\frac{d}{2} \operatorname{tg} \rho R_{BY} + \frac{d}{2} \operatorname{tg} \rho (P_2 + R_{BY}) - R_{BY} l_2 + P_2 l_1 = 0.$$

Откуда

$$R_{BY} = \frac{P_2}{2 l_2} (d \operatorname{tg} \rho + 2 l_1),$$

или

$$R_{BY} = \frac{P_2 l_1}{l_2} \left( \frac{d}{2 l_1} \operatorname{tg} \rho + 1 \right). \quad (7.3)$$

Приравняв выражения (7.2) и (7.3), получим:

$$P_2 = \frac{P_1 l_2}{2 l_1 \left( \frac{d}{l_3} \operatorname{tg} \rho + \alpha \right) \left( \frac{d}{2 l_1} \operatorname{tg} \rho + 1 \right)}. \quad (7.4)$$

Отношение

$$u_c = \frac{2 P_2}{P_1} \quad (7.5)$$

называют *силовым передаточным отношением* захватного устройства. С учетом формулы (7.4)

$$u_c = \frac{l_2}{l_1 \left( \frac{d}{l_3} \operatorname{tg} \rho + \alpha \right) \left( \frac{d}{2l_1} \operatorname{tg} \rho + 1 \right)} \quad (7.6)$$

Кинематическое передаточное отношение  $u_k$  определяется отношением перемещений точек  $D$  и  $C$ :

$$u_k = \frac{\Delta_2}{\Delta_1} \quad (7.7)$$

где  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$  — перемещения входного и выходного элементов передаточного механизма.

Для малых значений угла  $\alpha$  (см. рис. 7.7, а)

$$u_k = \frac{l_2}{l_1} \alpha \quad (7.8)$$

Коэффициент полезного действия захватного устройства рассчитывают по формуле:

$$\eta = u_c u_k \quad (7.9)$$

В проектных расчетах ввиду того, что  $(d/2l_1) \operatorname{tg} \rho \ll 1$ , можно использовать упрощенные формулы для определения усилия зажатия, силового передаточного отношения и коэффициента полезного действия:

$$P_2 = \frac{P_1 l_2}{2 l_1 \left( \frac{d}{l_3} \operatorname{tg} \rho + \alpha \right)};$$

$$u_c = \frac{l_2}{l_1 \left( \frac{d}{l_3} \operatorname{tg} \rho + \alpha \right)}; \quad \eta = \frac{l}{l_3 \alpha} \operatorname{tg} \rho + 1 \quad (7.10)$$

Рассматриваемая схема рычажно-шарнирного механического захватного устройства при относительно малых значениях угла  $\alpha$  позволяет получить большое значение силового передаточного отношения и малое значение коэффициента полезного действия.

Для остальных трех схем значение коэффициента полезного действия достаточно высоко, однако значения силового передаточного отношения малы:

для рычажно-ползунного передаточного механизма (см. рис. 7.7, в)

$$u_c = \frac{l_2 \eta}{l_1 \cos \alpha} \quad (7.11)$$

где  $\eta = 0,9 - 0,95$ ;

для рычажно-реечного (см. рис. 7.7, в)

$$u_c = \frac{D_d \eta}{2l_1} \quad (7.12)$$

где  $D_d$  — диаметр делительной окружности реечной шестерни;  $\eta = 0,9 - 0,95$ ;

для рычажно-кулачкового (см. рис. 7.7, г)

$$u_c = \frac{l_2 \eta}{l_1 \operatorname{tg} \varphi} \quad (7.13)$$

где  $\eta = 0,87 - 0,92$ ;  $\varphi$  — угол наклона поверхности кулачка (клина) к направлению действия усилия привода захвата.

Требуемое усилие замыкания захвата зависит от массы объекта манипулирования, формы губок захватного устройства, ориентации в нем объекта. В случае расположения губок захвата в горизонтальной плоскости (рис. 7.17):

$$P_2 = \frac{k_d Q}{2\mu} \sin \gamma \quad (7.14)$$

где  $P_2$  — усилие замыкания захватного устройства;  $k_d$  — коэффициент динамичности при неустановившемся движении захвата (значения  $k_d$  находятся в пределах от 1,0 до 2,0);  $Q$  — сила тяжести объекта манипулирования;  $\mu$  — коэффициент трения объекта о рабочую поверхность губок;  $\gamma$  — половина угла между рабочими гранями призматических губок захвата.

В случае применения плоских губок захвата угол  $\gamma = 90^\circ$ , поэтому

$$P_2 = \frac{k_d Q}{2\mu} \quad (7.15)$$

Формула (7.15) полностью справедлива для бокового клещевого захвата (рис. 7.18), подвешиваемого на крюк погрузочного манипулятора или крана. При этом в проектных расчетах для кранов в зависимости от режима работы  $k_d = 1,1 - 1,25$ ; для погрузочных манипуляторов —  $k_d = 1,4 - 1,6$ . Значения коэффициента трения принимают для гладкой металлической поверхности по металлу — 0,13, по дереву — 0,30; для насеченной металлической поверхности по металлу — 0,50, по бетону — 0,70 [25].

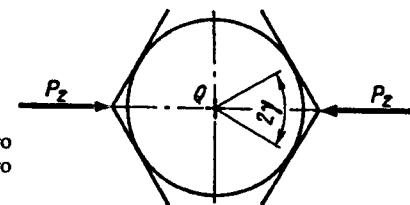


Рис. 7.17. Расчетная схема горизонтального призматического центрирующего захватного устройства

Для клещевого захвата (рис. 7.19) усилие замыкания

$$P_2 = \frac{k_n Q}{2 \operatorname{tg} \beta}, \quad (7.16)$$

где  $\beta$  – угол между горизонталью и направлением нормальной реакции опорной поверхности объекта.

Для клещевых захватов значение усилия на захватной петле

$$P_1 = k_2 Q, \quad (7.17)$$

где  $k_2$  – коэффициент, учитывающий силу тяжести самого захвата и потери на трение в его шарнирах.

Коэффициент  $k_2$  рассчитывают по формуле

$$k_2 = k_3 k_n; \quad k_3 = 1 + \frac{G}{Q},$$

где  $G$  – сила тяжести захвата;  $k_n$  – коэффициент потерь на трение в шарнирах;  $k_n = 1,15-1,20$ .

Уравнение равновесия рычага захвата

$$S l_2 - P_2 l_1 + \frac{Qa}{2 \cdot 2} = 0,$$

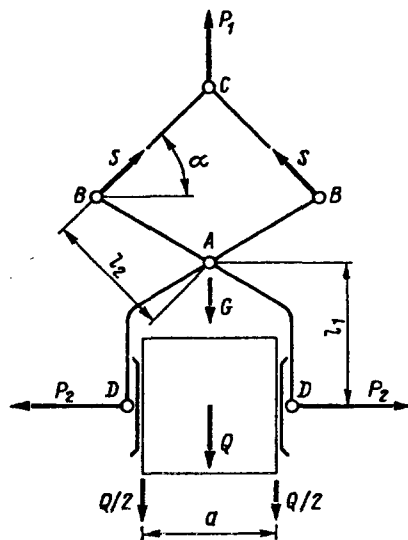


Рис. 7.18. Расчетная схема бокового клещевого захвата

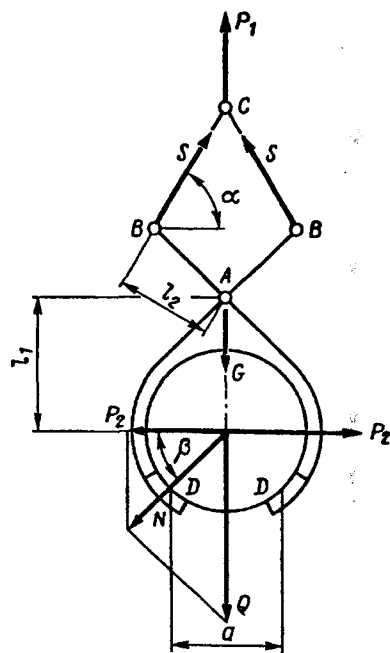


Рис. 7.19. Расчетная схема клещевого захвата

откуда

$$S = \frac{P_2 l_1 - \frac{Qa}{4}}{l_2}. \quad (7.18)$$

С другой стороны, усилие в тяге BC

$$S = \frac{P_1}{2 \sin \alpha} = \frac{k_2 Q}{2 \sin \alpha}. \quad (7.19)$$

Приравняв выражения для усилия  $S$  в формулах (7.18) и (7.19), получим

$$\frac{P_2 l_1 - \frac{Qa}{4}}{l_2} = \frac{k_2 Q}{2 \sin \alpha},$$

откуда

$$\sin \alpha = \frac{k_2 l_2}{2 \left( \frac{P_2 l_1}{Q} - \frac{a}{4} \right)}. \quad (7.20)$$

Для бокового клещевого захвата (см. рис. 7.18) с учетом выражения (7.15)

$$\sin \alpha = \frac{k_2 l_2}{\frac{k_n l_1}{\mu} - \frac{a}{2}}, \quad (7.21)$$

для клещевого захвата (см. рис. 7.19)

$$\sin \alpha = \frac{k_2 l_2}{\frac{k_n l_1}{\operatorname{tg} \beta} - \frac{a}{2}}. \quad (7.22)$$

Геометрические параметры эксцентрикового захватного устройства (рис. 7.20), манипулирующего грузом силой тяжести  $Q$ , определяются из уравнения равновесия эксцентрика с грузом [25]:

$$P_2 R \sin \alpha - T_1 R \cos \alpha - T_2 (R \cos \alpha + s) = 0, \quad (7.23)$$

где  $P_2$  – нормальная сила (усилие захвата);  $R$  – радиус эксцентрика;  $s$  – толщина объекта манипулирования;  $\alpha$  – угол между горизонталью и линией, соединяющей ось вращения эксцентрика с точкой его контакта с объектом.

Усилие в основании захвата

$$P_1 = k_n Q = T_1 + T_2,$$

где  $T_1$  – сила трения на площадке контакта эксцентрика и объекта;  $T_2$  – сила трения губок захвата и объекта.

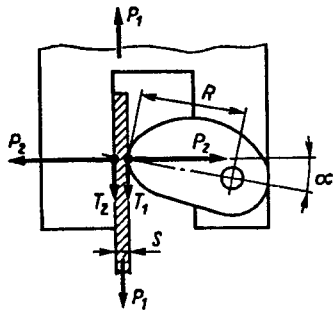


Рис. 7.20. Расчетная схема эксцентрикового захватного устройства

Силы трения

$$T_1 = P_2 \mu_1; \quad T_2 = P_2 \mu_2. \quad (7.24)$$

где  $\mu_1$  – коэффициент трения в месте контакта эксцентрика и объекта;  $\mu_2$  – коэффициент трения объекта по губке захвата.

Подставив выражение (7.24) в формулу (7.23), получим:

$$R \sin \alpha - \mu_1 R \cos \alpha - \mu_2 (R \cos \alpha + s) = 0$$

или

$$\sin \alpha - \mu_1 \cos \alpha - \mu_2 \left( \cos \alpha + \frac{s}{R} \right) = 0. \quad (7.25)$$

Решив уравнение (7.25) относительно  $\alpha$ , получим наибольшее его значение для нормального функционирования эксцентрикового захвата:

$$\operatorname{tg} \alpha \leq \mu_1 + \mu_2 \left( 1 + \frac{s}{R \cos \alpha} \right). \quad (7.26)$$

Расчет на контактную прочность поверхностей рабочих элементов захватных устройств и объектов манипулирования позволяет верно выбрать материалы, размеры и форму губок захватов, а также усилие зажатия объектов. От этих параметров зависит значение контактных напряжений.

При линейном контактном взаимодействии цилиндрической поверхности с плоскостью (рис. 7.21, а) контактное напряжение [81]

$$\sigma_k = 0,798 \sqrt{\frac{P_2}{ld \left( \frac{l - \mu_1^2}{E_1} + \frac{l - \mu_2^2}{E_2} \right)}} \leq [\sigma]_k, \quad (7.27)$$

где  $P_2$  – усилие в зоне контакта, Н;  $l$  – длина линии контакта, мм;  $\mu_1$  и  $\mu_2$  – коэффициент Пуассона материалов тел, находящихся в контакте;  $E_1$  и  $E_2$  – модуль упругости этих материалов, МПа.

Контактное напряжение на линии контакта длиной  $l$  двух выпуклых цилиндрических поверхностей диаметром  $d_1$  и  $d_2$  (рис. 7.21, б)

$$\sigma_k = 0,798 \sqrt{\frac{P_2 \left( \frac{d_1 + d_2}{d_1 d_2} \right)}{l \left( \frac{l - \mu_1^2}{E_1} + \frac{l - \mu_2^2}{E_2} \right)}} \leq [\sigma]_k. \quad (7.28)$$

Контактное напряжение на линии контакта длиной  $l$  цилиндра диаметром  $d$  и внутренней цилиндрической поверхности диаметром  $d_1$  (рис. 7.21, в)

$$\sigma_k = 0,798 \sqrt{\frac{P_2 \left( \frac{d_1 - d}{d_1 d} \right)}{l \left( \frac{l - \mu_1^2}{E_1} + \frac{l - \mu_2^2}{E_2} \right)}} \leq [\sigma]_k. \quad (7.29)$$

Контактное напряжение в месте контакта выпуклой сферической поверхности диаметром  $d$  с плоскостью (рис. 7.21, г)

$$\sigma_k = 0,918 \sqrt[3]{\frac{P_2}{d^2 \left( \frac{l - \mu_1^2}{E_1} + \frac{l - \mu_2^2}{E_2} \right)}} \leq [\sigma]_k. \quad (7.30)$$

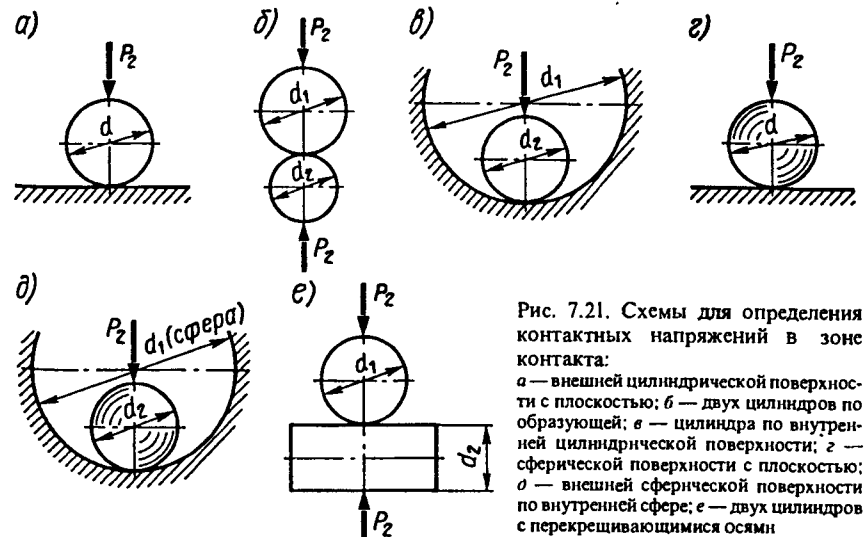


Рис. 7.21. Схемы для определения контактных напряжений в зоне контакта:  
а — внешней цилиндрической поверхности с плоскостью; б — двух цилиндров по образующей; в — цилиндра по внутренней цилиндрической поверхности; г — сферической поверхности с плоскостью; д — внешней сферической поверхности по внутренней сфере; е — двух цилиндров с пересекающимися осями

Контактное напряжение в месте контакта выпуклой сферической поверхности диаметром  $d_2$  с внутренней сферой диаметром  $d_1$  (рис. 7.21, д)

$$\sigma_k = 0,918 \sqrt[3]{\frac{P_2 \left(\frac{d_1 - d_2}{d_1 d_2}\right)^2}{\left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}\right)^2}} \leq [\sigma]_k. \quad (7.31)$$

Контактное напряжение в месте контакта двух выпуклых цилиндрических поверхностей диаметром  $d_1$  и  $d_2$ , оси которых расположены под прямым углом (рис. 7.21, е)

$$\sigma_k = \frac{1,5 P_2}{\pi a b} \leq [\sigma]_k. \quad (7.32)$$

Значения длины полуосей эллипса площади контакта

$$a = \alpha \sqrt[3]{P_2 \frac{d_1 d_2}{d_1 + d_2} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}\right)}, \quad b = \beta a.$$

Коэффициенты  $\alpha$  и  $\beta$  для определения длины полуосей эллипса площади контакта зависят от отношения  $d_1/d_2$ :

$d_1/d_2$	$\alpha$	$\beta$	$d_1/d_2$	$\alpha$	$\beta$
1,0	0,908	1,0	4,0	1,506	0,4
1,5	1,045	0,765	6,0	1,767	0,308
2,0	1,158	0,632	10,0	2,175	0,221
3,0	1,350	0,482			

Значения модуля упругости  $E$ , коэффициента Пуассона  $\mu$  и допускаемых контактных напряжений  $[\sigma]_k$  приведены в табл. 7.1 [82]. Для цветных металлов и сплавов и неметаллических материалов за  $[\sigma]_k$  принимается предел прочности при сжатии.

Расчет вакуумных захватных устройств. Сила удержания объекта (усилие захвата) вакуумного захватного устройства, Н

$$P_2 = \frac{k_b S (k_a p_a - p_b)}{k_n},$$

где  $k_b$  – коэффициент уменьшения площади вакуумной камеры за счет деформации уплотнения; для уплотнений из пористых резин при значении площади вакуумной камеры  $S = 0,2 - 0,4 \text{ м}^2$ ,  $k_b = 0,95 - 1,0$ ;  $S$  – площадь вакуумной камеры, ограниченная ее внутренним контуром,  $\text{м}^2$ ;  $k_a$  – коэффициент, зависящий от изменения атмосферного давления,  $k_a = 0,9$ ;  $p_a$  – атмосферное давление вне вакуумной камеры, Па;  $p_b$  – предельное давление в вакуумной камере, Па;  $k_n$  – коэффициент изменения силы удержания вакуумного захвата из-за натекания воздуха в месте контакта уплотнения с поверхностью объекта,  $k_n = 1,05 - 1,10$ , причем меньшие значения принимают для больших площадей камеры ( $0,25 \text{ м}^2$  и более) и наоборот.

Таблица 7.1. Значения модуля упругости  $E$ , коэффициента Пуассона  $\mu$  и допускаемых контактных напряжений  $[\sigma]_k$  для некоторых материалов

Материал	Модуль упругости $E$ , МПа	Коэффициент Пуассона $\mu$	Допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_k$ , МПа
Сталь малоуглеродистая	$(1,95 - 2,0) 10^5$	0,28	600 - 1000
Сталь со средним содержанием углерода (в том числе легированная)	$(2,0 - 2,1) 10^5$	0,29	850 - 1600
Сталь высокоуглеродистая (в том числе высоколегированная)	$(2,1 - 2,2) 10^5$	0,29	1100 - 3800
Чугун	$(0,8 - 1,6) 10^5$	0,23 - 0,27	800 - 1400
Латунь	$(0,9 - 1,2) 10^5$	0,32 - 0,42	200 - 700
Алюминиевые сплавы	$0,70 \cdot 10^5$	0,26 - 0,33	140 - 290
Магниеые сплавы	$(0,41 - 0,43) 10^5$	0,25 - 0,30	180 - 320
Свинец	$(0,15 - 0,18) 10^5$	0,42	15 - 18
Титановые сплавы	$(1,03 - 1,13) 10^5$	0,3	400 - 1200
Известняк, гранит	$(0,41 - 0,48) 10^5$	-	-
Кирпич огнеупорный	$(0,02 - 0,03) 10^5$	-	45 - 90
Бетон	$(0,15 - 0,23) 10^5$	0,16 - 0,28	-
Дерево вдоль волокон	$(7 - 14) 10^3$	-	39 - 51
Дерево поперек волокон	$(0,4 - 1,0) 10^3$	-	71 - 113
Текстолит, фибра	$(6 - 10) 10^3$	-	120 - 250
Стекло	$(50 - 80) 10^3$	0,24 - 0,27	500 - 2000
Оргстекло	$(2 - 3,5) 10^3$	0,35 - 0,38	130 - 150
Целлулоид	$(1,5 - 2,5) 10^3$	0,4	35 - 45
Каучук	$(0,006 - 0,015) 10^3$	0,47	4 - 32
Резина мягкая	$(0,001 - 0,1) 10^3$	0,5	3 - 9

Если вакуумный захват содержит  $n$  вакуумных камер, то суммарное усилие захвата определяется суммарной площадью вакуумных камер:  $S_c = S_n$ .

Для проектных расчетов используют упрощенную формулу

$$P_2 = k_{об} S (p_a - p_b), \quad (7.33)$$

где  $k_{об}$  – обобщенный коэффициент, учитывающий наихудшее сочетание всех неблагоприятных факторов, влияющих на силу удержания объекта вакуумным захватом;  $k_{об} = 0,8 - 0,85$ .

Таблица 7.2. Минимально допустимые давления на контактной площади уплотнения  $q_{\min}$ , МПа

Груз и его поверхность	Материал уплотнения				
	Губчатая резина (ТУ-109-РТИ)	Губчатая резина (РПТУ-1192)	Резиновая смесь (1432А)	Техническая резина (ГОСТ 7338-77)	Вакуумная резина (7889)
Стальной прокат:					
чистый	0,05 - 0,10	0,06 - 0,12	0,10 - 0,20	0,15 - 0,25	0,30 - 0,40
с окалиной	0,10 - 0,12	0,10 - 0,14	0,15 - 0,28	-	-
Бетон с поверхностью:					
гладкой	0,08 - 0,12	0,10 - 0,14	0,20 - 0,30	0,30 - 0,40	0,50 - 0,60
шероховатой	0,15 - 0,20	0,18 - 0,35	-	-	-
Асбоцемент	0,04 - 0,09	0,05 - 0,11	0,08 - 0,15	0,12 - 0,20	-
Мрамор и гранит:					
полированный	0,04 - 0,06	0,05 - 0,07	0,07 - 0,10	0,09 - 0,12	-
неполированный	0,08 - 0,11	0,11 - 0,13	0,20 - 0,30	0,30 - 0,40	0,50 - 0,60
Стекло витринное	0,04 - 0,05	0,05 - 0,06	0,06 - 0,09	0,08 - 0,11	-
Текстолит	0,04 - 0,06	0,05 - 0,06	0,06 - 0,09	-	0,30 - 0,40
Оргстекло	0,04 - 0,05	0,05 - 0,06	0,07 - 0,10	0,08 - 0,11	-
Пластик слоистый	0,04 - 0,06	0,05 - 0,06	0,06 - 0,08	0,08 - 0,09	-

Надежная герметизация вакуумной камеры зависит от плотности стыка между уплотнением и поверхностью объекта, что определяется минимально допустимым контактным давлением в стыке  $q_{\min}$ , значения которого приведены в табл. 7.2 [25].

Проверка по минимально допустимому контактному давлению в стыке осуществляется по зависимости

$$q = \frac{P_2 - N}{S_y} \geq q_{\min} \quad (7.34)$$

где  $N$  — предельное значение силы отрыва груза от захвата, Н;  $S_y$  — значение площади контакта уплотнения с поверхностью объекта манипулирования, мм<sup>2</sup>.

Для вертикального перемещения захвата с объектом

$$N = k_d Q \quad (7.35)$$

где  $k_d$  — коэффициент динамичности, значения которого принимают в соответствии с рекомендациями, приведенными для формул (7.14) и (7.15);  $Q$  — сила тяжести объекта манипулирования.

Расчет магнитных захватов. Условие надежного удержания объекта манипулирования магнитным захватом  $P_2 \geq N$ .

Подъемная сила электромагнита, Н

$$P_2 = 4 \cdot 10^5 \frac{\Phi_B^2}{S_B}, \quad (7.36)$$

где  $\Phi_B$  — магнитный поток, Вб;  $S_B$  — площадь сечения воздушного зазора — площадь контакта поверхности объекта с полюсами электромагнита, м<sup>2</sup>.

Магнитный поток

$$\Phi_B = \frac{(Iw)}{R_B}, \quad (7.37)$$

где  $(Iw)$  — магнитодвижущая сила, А;  $R_B$  — магнитное сопротивление воздушного зазора, 1/Ом·с.

## 8.1. Колесные устройства передвижения

Средства передвижения применяются для придания роботам и манипуляторам глобальных степеней подвижности. В зависимости от среды, в которой функционируют роботы и манипуляторы, а также от их назначения они могут совершать перемещения на расстояния от нескольких метров до сотен и тысяч километров.

По типу движителя устройства передвижения роботов и манипуляторов разделяют на: колесные, гусеничные, роторно-винтовые, шагающие, колесно-шагающие, лыжно-шагающие, винтовые (гребные), реактивные, прыгающие, на воздушной подушке и др.

Колесный механизм передвижения является наиболее простым и самым распространенным типом из всех средств обеспечения глобальных движений роботов и манипуляторов.

Примерами могут служить рассмотренные в главе 1 погрузочные манипуляторы, устанавливаемые на шасси серийных автомобилей

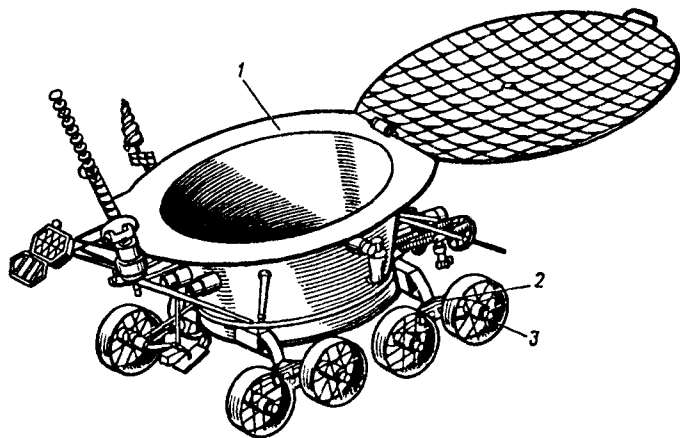


Рис. 8.1. Схема "Лунохода-1"

(см. рис. 1.16), напольные специальные манипуляторы на рельсовом ходу, перемещающиеся на уровне пола производственной площадки (см. рис. 1.11), или безрельсовые — на колесах автомобильного типа; специальные манипуляторы на рельсовом ходу мостового типа (опорные или подвесные), перемещающиеся над обслуживаемым оборудованием (см. рис. 1.9, 1.10, 1.12, 1.13, 1.14); сбалансированные манипуляторы (см. рис. 1.18), установленные на колесные тележки, перемещающиеся по полу цеха.

Особенности колесного хода планетоходов, являющегося самым распространенным до настоящего времени, связаны с условиями движения по сложному рельефу в условиях резкого перепада температур на сыпучих, слабосвязных грунтах в гравитационном поле, отличающемся от земного. Механизм передвижения 2 советского "Лунохода-1" содержит восемь приводных колес 3 (рис. 8.1) [46]. Обод колеса образован тремя титановыми обручами, соединенными между собой грунтозацепами. Каждый обод соединен стальными велосипедными спицами со ступицей. Наружная поверхность обручей обшита стальной сеткой. Такая конструкция колеса не создает больших сопротивлений передвижению аппарата и обеспечивает заданный ресурс работы, что было подтверждено надежной его работой, на Луне в течение 10,5 мес.

## 8.2. Гусеничные устройства передвижения

Гусеничное устройство передвижения так же, как и колесное, является одним из самых распространенных средств передвижения роботов и манипуляторов.

Гусеничное устройство передвижения можно показать на примере мобильного робота "Мобот-Ч" (см. рис. 1.5). На шасси 10 установлены два электромеханических привода передвижения 6 робота, на выходных валах которых закреплены приводные звездочки 7, холостые звездочки 11, балансирные подвески с опорными катками 9. Со звездочками зацепляются две бесконечные гусеницы 8. Балансирная подвеска применяется для сохранения высоких тягово-сцепных характеристик ходовой части при движении по неровной поверхности. Траки гусеничной ленты выполнены из полиуретана, что позволяет получать высокие тяговые качества устройства, не разрушать твердые покрытия обслуживаемых площадок, работать в условиях достаточно высоких уровней радиации, повышенной и низкой температуры окружающей среды. Этот движитель обеспечивает необходимую опорную, профильную проходимость и достаточную устойчивость при небольших размерах шасси.

Гусеничный ход применяется также при больших массах роботов с целью обеспечения допустимых удельных давлений на опорную по-



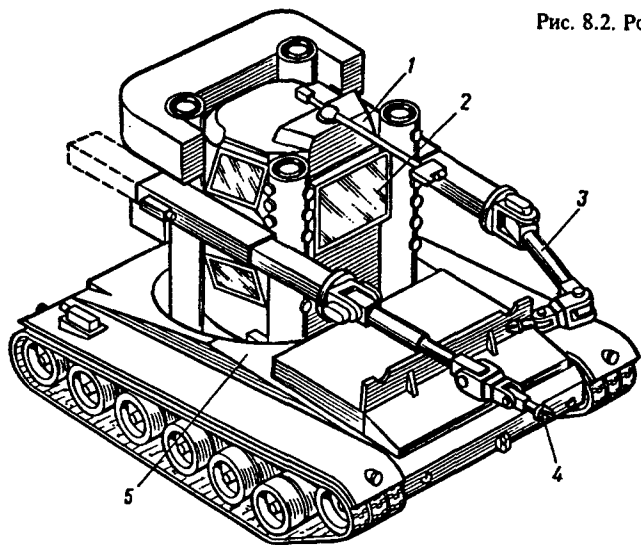


Рис. 8.2. Робот "Жук"

верхность. Примером может служить робот "Beetle" ("Жук"), разработанный фирмой "Дженерал Электрик Компани" для обслуживания ядерных энергетических и ракетных установок [39]. Масса робота 85 т, суммарная мощность всех двигателей — 660 л. с. Робот имеет автономное энергопитание и управляется двумя операторами, находящимися в кабине 1 (рис. 8.2). Такая большая масса робота определяется, в основном, мощной защитой кабины управления, где размещаются операторы. Корпус кабины изготовлен из толстых листов свинца, облицованных снаружи и изнутри стальными плитами. Стекла кабины 2 выполнены из свинцового стекла толщиной 559 мм. Кабина, как и другое оборудование робота, смонтирована на шасси гусеничного хода 5. Робот оснащен двумя мощными электромеханическими мани-

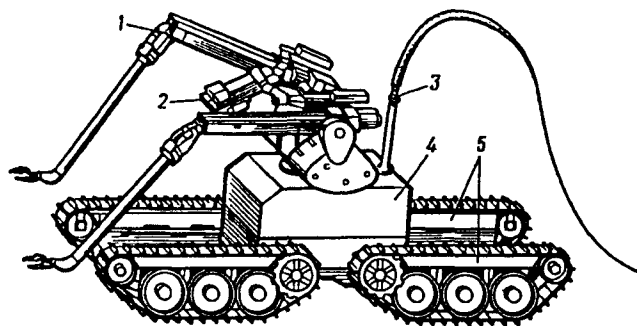


Рис. 8.3. Дистанционно управляемый самоходный манипулятор MF3-E

пуляторами 3, имеющими девять степеней подвижности каждый и развивающими на захватах 4 усилие в 890 Н.

Гусеничный движитель может обеспечивать роботу большую маневренность. Дистанционно управляемый самоходный манипулятор MF 3-E, разработанный германской фирмой GFK (рис. 8.3), предназначен для спасательных работ при авариях, связанных с ядерной опасностью [28]. Два копирующих манипуляционных устройства 1

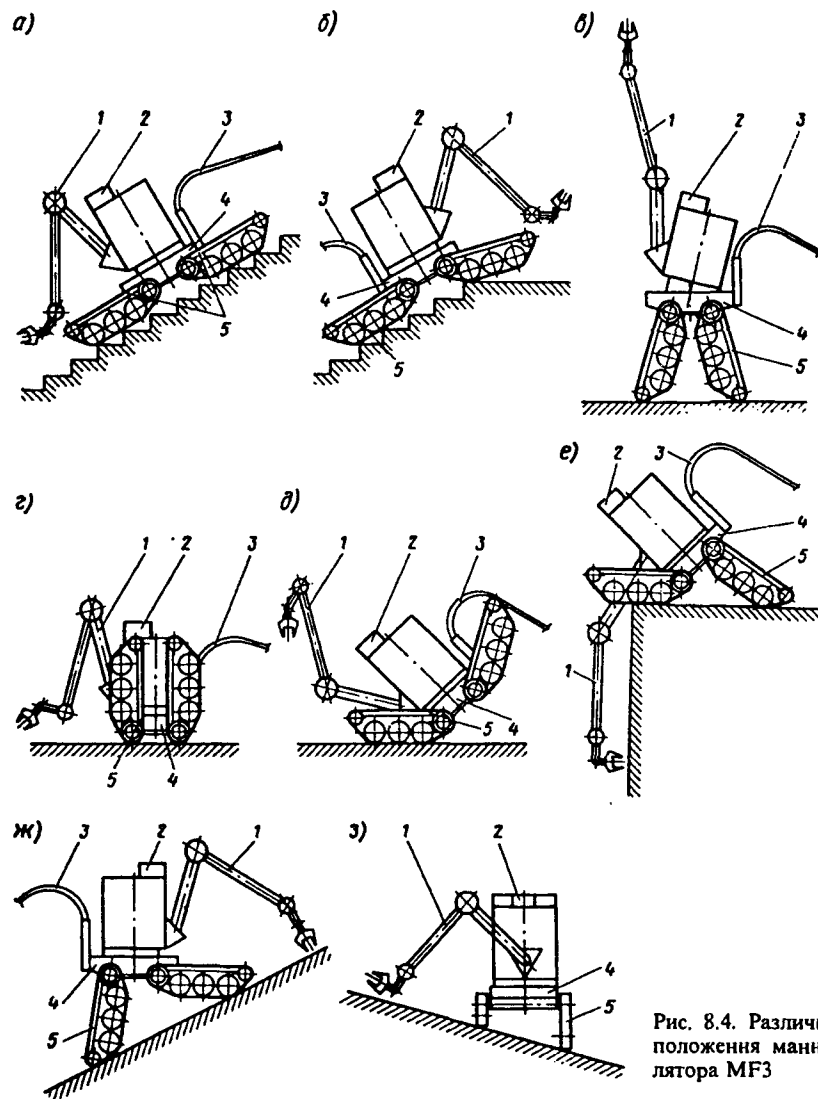


Рис. 8.4. Различные положения манипулятора MF3

робота монтируются на башне, которая может поворачиваться в горизонтальной плоскости относительно шасси 4. Коробки приводов обоих манипуляционных устройств могут наклоняться независимо одна от другой. Между ними находится стереотелевизионная камера 2, имеющая две степени подвижности. Робот может также оснащаться одним манипуляционным устройством типа SM5 грузоподъемностью 10 кг. Энергопитание и управление осуществляются посредством соединительного кабеля 3, имеющего малое сечение и малое число линий связи за счет использования системы уплотнения каналов связи. Робот оснащен специальным гусеничным двигателем, состоящим из четырех гусеничных рам 5, которые могут независимо одна от другой поворачиваться относительно поперечной оси приводных звездочек с помощью электромеханических приводов, установленных на шасси. Каждая пара приводных звездочек (передняя и задняя) приводится независимо друг от друга с помощью своего электромеханического привода. Скорость передвижения робота 3,5—21 м/мин.

Рассматриваемая конструкция гусеничного привода кроме движения по ровным площадкам может обеспечивать:

- перемещение по крутым лестницам (рис. 8.4, а);
- плавный переход робота с лестницы на горизонтальную площадку (рис. 8.4, б) или с площадки на лестницу;
- значительное уменьшение длины тележки для уменьшения радиуса разворота (рис. 8.4, в, г, д);
- увеличение зоны досягаемости по высоте манипулятора (см. рис. 8.4, е);
- увеличение зоны досягаемости при работе манипулятором ниже уровня опорной поверхности (рис. 8.4, з);
- компенсацию продольного или поперечного наклона тележки за счет поворота двух гусеничных рам (рис. 8.4, ж, з).

### 8.3. Механизмы передвижения манипуляторов, работающих на слабых грунтах

Серьезной проблемой при прокладке железных дорог, автомобильных трасс через лесные массивы и заболоченные участки являются пагубные последствия от воздействия на природу двигателей серийных подъемно-транспортных и строительно-дорожных машин (в том числе и манипуляторов).

Гусеничный двигатель за счет бортового поворота траками с грунтозацепами способен разрушать почвенный покров и ломать поверхностные корни деревьев диаметром в несколько сантиметров. Работа колесного двигателя характеризуется буксованием, при котором срывается поверхностный слой почвы.

В зимний период серьезным препятствием для передвижения транспортных средств и мобильных манипуляторов является снег и лед. Гусеничные и колесные машины полностью теряют подвижность, если толщина снежного покрова больше, чем дорожный просвет транспортного средства. Сцепление этих движителей со льдом не превышает 0,1—0,3 силы тяжести машины, снижается безопасность работ [46].

Поэтому актуальным является применение альтернативных движителей, обеспечивающих надежную и безопасную эксплуатацию машин на слабых почвенно-растительных покровах, на снегу, воде и льду, в условиях сильно пересеченной местности. Эти механизмы передвижения должны обладать удовлетворительными сухопутными и водоходными качествами при экологической безопасности движителя. С этой целью создаются типы движителей, которые должны удовлетворять указанным требованиям. Это гусеничный движитель с резинометаллическими ленточными гусеницами, ленточными гусеницами с пневмоопорными устройствами, однополостными и многополостными пневматическими гусеницами; колесный движитель с широкопрофильными шинами низкого давления воздуха и пневмокатами; новые типы движителей — планетарно-катковый, на воздушной подушке, а также на базе колесного и гусеничного движителей (сочлененные колесные машины, многогусеничные сочлененные и модульные машины и т. п.).

Большими возможностями для движения по слабым грунтам, снегу, льду, болотам, донному грунту обладает машина с роторно-винтовым двигателем. Кроме специального оборудования, машины такого типа могут оснащаться погрузочными манипуляторами для выполнения погрузочно-разгрузочных операций. Ротор представляет собой пустотелый базовый цилиндр с навитыми и приваренными к цилиндру одной или несколькими винтовыми лопастями. Форма сечения лопасти чаще всего треугольная. Машина устанавливается на два (или четыре) ротора, имеющих разное направление навивки лопастей. Вращение роторов относительно их продольной оси происходит в противоположных направлениях, за счет чего появляется сила тяги либо в направлении движения, либо в обратном направлении. Для уменьшения силы трения ротора о грунт его тонкостенная труба футеруется полиэтиленом или фторопластом. Применяют и некоторые другие способы снижения сопротивления передвижению.

### 8.4. Механизмы передвижения подводных роботов и манипуляторов

Роботостроение для проведения работ в глубинах Мирового океана начало интенсивно развиваться после успешного подъема затонувшей у берегов Испании водородной бомбы американским аппаратом "CURV". Стали создаваться подводные аппараты для освоения шель-

фовых зон, очистки дна, проведения спасательных работ на глубинах, недоступных водолазам. Современные подводные роботы способны решать множество задач: поиск и сбор геологических образцов в условиях сложного рельефа дна, изучение форм рельефа дна морей, картографирование дна морей и океанов, измерение гидрологических параметров, сбор конкреций в исследовательских и промышленных целях и др. [39].

К механизмам передвижения подводных роботов предъявляются особые требования: высокая маневренность; стабилизация робота с высокой точностью в любой точке подводного пространства; выбор материалов, стойких к химически активной среде; учет особенностей работы при высоком гидростатическом давлении; учет сопротивлений передвижению в плотной среде подводного мира и пр.

Подводные роботы могут быть обитаемыми или управляемыми с судна-матки. В обитаемых подводных аппаратах часто используются электромеханические манипуляторы и механизмы передвижения. Для необитаемых подводных роботов с питанием от судна-матки применение электромеханического оборудования связано с проблемами его герметизации и высокого гидростатического давления. Поэтому на них устанавливается электрогидравлическое оборудование. В этом случае корпуса манипуляторов и механизмов передвижения заполнены маслом и снабжены устройствами для уравнивания давления (например, сильфонами) до уровня гидростатического. Вследствие этого ни один механизм не нуждается в сверхпрочном собственном корпусе, в результате чего существенно снижаются его размеры и масса.

В зависимости от энергопитания подводные роботы могут быть автономными или с питанием от судна-матки по соединительному кабелю (трос-кабелю для глубоководных аппаратов). Автономные роботы не имеют механической связи с судном и оснащены собственной энергетической установкой.

По способу перемещения подводные роботы разделяют на самоходные и буксирные. Самоходные аппараты имеют собственный движитель, перемещение буксируемых роботов и манипуляторов осуществляется при помощи подъемных механизмов судна-матки.

Рассмотрим немецкий буксируемый подводный телеуправляемый робот OF-1 (рис. 8.5) с манипуляционным устройством 1, перемещаемый подъемной лебедкой судна с помощью канатной подвески 2. Для таких роботов шасси 3 выполняется в виде легкой рамной конструкции, не имеющей специальной гидродинамической формы, как у обитаемых аппаратов. Это объясняется малыми скоростями передвижения и позволяет обеспечивать относительно свободное размещение на шасси оборудования.

Самоходные подводные роботы в большинстве случаев имеют движитель в виде гребного винта, примером чего может служить механизм передвижения американского подводного обитаемого аппарата

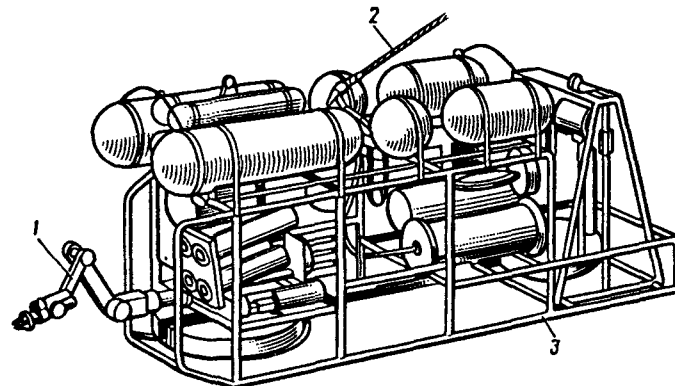


Рис. 8.5. Подводный телеуправляемый робот OF-1

"ALVIN" или советского подводного телеуправляемого робота "Краб". Для такого движителя необходима обтекаемая форма корпуса с тем, чтобы увеличить скорость передвижения, повысить маневренность и уменьшить силу сопротивления передвижению аппарата. ОпираНИЕ на донный грунт у этих роботов осуществляется корпусом или шасси.

У самоходных роботов передвижение по дну моря может осуществляться благодаря сцеплению элементов движителя с донным грунтом. Тип движителя может быть колесным, гусеничным, шагающим. В МВТУ им. Н. Э. Баумана был разработан глубоководный агрегат, предназначенный для сбора со дна моря и доставки на судно конкреций, в конструкции которого применен роторно-винтовой движитель.

## КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ БОЛЬШОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

### 9.1. Механизмы подъема пролетных и стреловых систем

Принципиальные схемы основных разновидностей механизмов подъема робототехнических систем большой грузоподъемности показаны на рис. 9.1. Механизм подъема с индивидуальным приводом и одинарным полиспастом, характерный для роботов со стрелой (рис. 9.1, а), состоит из захватного приспособления 1, подвижной обоймы полиспаста 2, неподвижной обоймы полиспаста 3, канатного барабана с односторонней нарезкой 4, редуктора 5, соединительной муфты с тормозным шкивом и тормозом 6, электродвигателя 7, опорного подшипника 8. В случае использования гладкого барабана с многослойной или однослойной навивкой каната используют канатноукладочный механизм, обеспечивающий правильную укладку витка каната по слоям навивки и вдоль барабана.

Схема конструкции, характерная для роботов с пролетным строением (мостовые, козловые, порталные), показана на рис. 9.1, б. Электродвигатель 1 валом-вставкой (плавающий вал) 3 через муфты 2 и 4 соединен с зубчатым редуктором 6. На полумуфте, расположенной на входном валу редуктора, установлен нормально замкнутый тормоз 5. Такое расположение тормоза обеспечивает его минимальные габариты. В расточке конца выходного вала редуктора установлена опора для оси 9 барабана 8. Крутящий момент от редуктора на барабан передается через встроенную зубчатую муфту 7. Это позволяет разгрузить ось 9 (или полуось) от передачи крутящего момента. Встроенная муфта уменьшает габариты механизма по ширине. Второй конец оси 9 через сферические самоустанавливающиеся шарикоподшипники опирается на внешний корпус 15. На схеме показан двучастный двукратный полиспаст, имеющий два подвижных блока 12, уравнительный блок 10, траверзу с захватным устройством 13. На барабан наматываются два конца подъемного каната, для чего у барабана имеются правая и левая нарезки. Верхнее крайнее положение подвижных блоков ограничивается шарнирно закрепленным рычагом 11, соединенным с концевым выключателем 14.

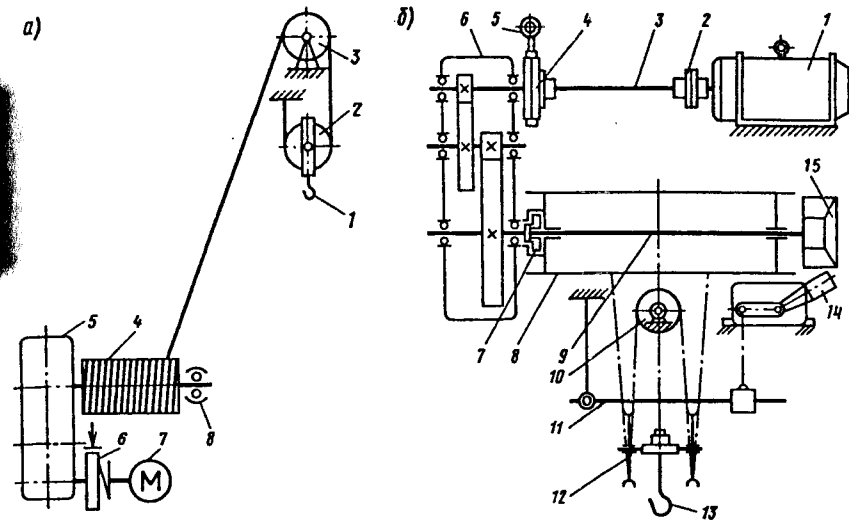


Рис. 9.1. Принципиальные конструктивные схемы механизмов с индивидуальным приводом:  
а — с одинарным полиспастом; б — со двучастным

При проектировании механизмов подъема необходимы следующие исходные данные: масса номинального груза  $Q$ , кг; масса грузозахватного устройства  $q$ , кг; скорость подъема груза  $V$ , м/с; номинальная высота подъема груза  $H$ , м; режим работы механизма (ГОСТ 25835—83); кинематическая схема с необходимыми конструктивными размерами.

В ходе проектирования последовательно осуществляются уточнения кинематической схемы механизма и характеристики подвески; определение диаметров каната, блоков и барабана; определение длины и расчет элементов барабана; выбор типа электродвигателя и системы регулирования привода; проектирование опорных узлов барабана; расчет муфты на участке редуктор—барабан; выбор передаточного отношения редуктора, уточнение фактической скорости подъема груза и корректировка при необходимости диаметра барабана; подбор тормоза; проверка промежуточных валов.

Передаточное число механизма подъема состоит из передаточного числа от привода до барабана и канатной подвески груза через полиспасты кратностью  $i_{\text{п}}$  с числом полиспастов  $a$ .

Кратность полиспаста определяется отношением общего числа ветвей каната, на которых висит груз, к числу ветвей каната, наматываемых на барабан. Общее число ветвей каната, удерживающих груз:

$$k_{\text{в}} = i_{\text{п}} a.$$

Максимальное натяжение набегающей на барабан ветви каната,  $H$

$$S = \frac{(Q + q)9,81}{k_v \eta_{\text{п}} \eta_{\text{бл}}^v}$$

где  $\eta_{\text{п}}$  — КПД полиспаста;  $\eta_{\text{п}} = (1 + \eta_{\text{бл}} + \eta_{\text{бл}}^2 + \dots + \eta_{\text{бл}}^{i_{\text{п}}-1}) / i_{\text{п}}$ ;  $\eta_{\text{бл}}$  — КПД блока;  $v$  — число направляющих блоков между полиспастом и барабаном.

Значение  $\eta_{\text{бл}}$  в зависимости от отношения диаметра барабана и блоков  $D$  к диаметру каната  $d$  при использовании подшипников качения:

$D/d$	$\eta_{\text{бл}}$
15-20	0,96-0,97
20-25	0,97-0,98
25-40	0,98-0,99

При увеличении кратности полиспаста и числа полиспастов снижается номинальное натяжение каната, поэтому соответственно могут уменьшаться диаметры  $d$  и  $D$ .

Значения КПД полиспаста в зависимости от передаточного числа приведены в табл. 9.1.

Натяжение набегающей ветви каната на барабан  $S_{\text{max}}$  служит исходной величиной для выбора диаметра каната  $d$ .

Широкое применение стальных проволочных канатов в крановых механизмах обусловлено их высокой удельной прочностью, гибкостью во всех направлениях, плавной и бесшумной работой при любых скоростях. Они долговечны, обладают повышенной безотказностью. Их полному разрушению предшествуют обрывы или повышенный износ проволоки, сигнализирующих о приближении предельного состояния.

В качестве подъемных, стреловых и тяговых применяют канаты с органическим сердечником: "Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6х19 6+1 о. с. Сортамент" (ГОСТ 2688—80), "Канат двойной свивки типа ЛК-РО конструкции 6х36+1 о.с. Сортамент" (ГОСТ 7668—80) и металлическим сердечником "Канат двойной свивки типа ЛК-РО конструкции 6х36+7х7 Сортамент" (ГОСТ 7669—80). Канаты предназначены для работы при температурах от +40 до -40 °С, могут иметь органический сердечник из пропилена.

Расчет кранового каната сводится к определению его минимально допустимого диаметра по разрывному усилию  $P$ , выбираемому по

Таблица 9.1. Значения КПД полиспаста

КПД блока	Передаточное число полиспаста							
	2	3	4	5	6	8	10	12
0,96	0,98	0,96	0,94	0,92	0,90	0,86	0,83	0,78
0,98	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,93	0,91	0,89

стандарту на сортамент каната как ближайшее большее или равное значение расчетного разрывного усилия

$$P_p = kS,$$

где  $k$  — коэффициент запаса прочности по рекомендациям "Правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов";  $S$  — наибольшее натяжение ветви каната без учета динамических нагрузок, Н.

По выбранному диаметру каната  $d$  определяется минимальный допустимый диаметр барабана  $D$  и блоков по центру оси каната из условия допустимой величины проволочек каната при огибании блоков и навивки на барабан.

Наименьшие допустимые коэффициенты запаса прочности каната всех типов кранов с машинным приводом в зависимости от группы режима работы:

Группа режима работы	$k$
1М	3,5*/4,0
2М	4,5
3М	5,0
4М	5,5
5М	7,0
6М	9,0

\*В числителе — с ручным приводом.

Статическая мощность двигателя подъема

$$P = \frac{(Q + q)V}{1000 \eta_0}$$

где  $(Q + q)$  — вес груза и подвески с грузозахватным устройством на канатах, Н;  $V$  — скорость подъема, м/с;  $\eta_0$  — общий КПД механизма подъема;  $\eta_0 = \eta_{\text{п}} \eta_{\text{нб}} \eta_{\text{б}} \eta_{\text{л}}$ ;  $\eta_{\text{п}}$  — КПД полиспаста;  $\eta_{\text{нб}}$  — КПД направляющих блоков;  $\eta_{\text{б}}$  — КПД барабана;  $\eta_{\text{л}}$  — КПД узлов лебедки между двигателем и барабаном.

По каталогу предварительно выбирают двигатель по найденной мощности с учетом заданной продолжительности включения (ПВ) в зависимости от требуемой группы эксплуатации механизма.

Частота вращения барабана

$$n_6 = \frac{60V_{\text{п}}}{\pi D}$$

где  $i_{\text{п}}$  — кратность полиспаста;  $D$  — диаметр барабана по центрам каната, м.

Передаточное число механизма подъема  $U = n_{\text{дв}}/n_6$ . По найденному передаточному числу по каталогу из стандартного ряда рекомендуется выбрать редуктор с ближайшим большим передаточным отношением при заданной ПВ. При этом фактическая скорость  $V_{\text{ф}}$  будет

несколько ниже заданной скорости подъема  $V$ , и затрачиваемая мощность на подъем меньше, что считается лучшим вариантом для работы электродвигателя и механизма. Необходимо, однако, чтобы отклонение фактической скорости  $V_{\phi}$  от заданной  $V$  [ $\Delta V = (V_{\phi} - V)100/V$ ] не превышало значений, регламентированных техническими условиями (обычно не более  $\pm 15\%$ ).

После этого можно выполнять полный расчет всех элементов механизма длины и размера барабана, узлов крепления каната на барабане, подбор подшипников и корпусов для них согласно рекомендациям [1], [2], [3].

Статический момент на валу барабана, Н·м

$$M_{ст} = \frac{SaD}{2};$$

на промежуточных валах

$$M_{ст}^{пр} = \frac{SaD}{2U\eta},$$

где  $S$  — наибольшее натяжение ветви каната, Н;  $a$  — число ветвей навиваемых на барабан (число полиспастов);  $U$  и  $\eta$  — соответственно передаточное число и КПД механизма подъема на соответствующих валах.

По соответствующим значениям моментов и частот вращения подбираются соединительные муфты, и проверяются на прочность валы.

Тормоз подбирают по тормозному моменту  $M_T$ , нужному для удержания неподвижного висящего груза, с коэффициентом запаса торможения  $k_T$ :

$$M_T \geq k_T M_{ст}.$$

Приведем  $k_T$  в зависимости от группы режима-работы механизмов:

Режим работы	$k_T$
1М—3М (ручной привод и режим работы Л) . . . . .	1,5
4М (С) . . . . .	1,75
5М (Т) . . . . .	2,0
6М (ВТ) . . . . .	2,5

Время пуска механизма проверяют по формуле

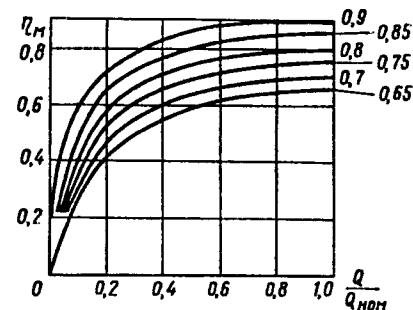
$$t_{п} = \frac{1,2(I_p + I_m)n_{дв} + 91QV^2/n_{дв}\eta_0}{9,55[M_{сп}^n - QgD/2i_{п}U\eta_0]},$$

время торможения по формуле

$$t_{т} = \frac{1,2(I_p + I_m)n_{дв} + 91QV^2\eta_0/n_{дв}}{9,55[M_T - QgD\eta_0/2i_{п}U]},$$

где  $I_p$  и  $I_m$  — моменты инерции соответственно ротора двигателя и тормозной муфты, кг·м;  $Q$  — масса груза, кг;  $g$  — ускорение силы тяжести, м/с;  $V$  — скорость подъема, м/с;

Рис. 9.2. Зависимость КПД механизма подъема от загрузки



$n_{дв}$  — частота вращения двигателя, об/мин;  $M_{сп}^n$  — средний пусковой момент двигателя, Н·м;  $M_T$  — тормозной момент тормоза, Н·м.

Время пуска и торможения механизма подъема должно быть не менее 1—2 с.

Исследуя зависимости значений КПД механизма подъема при разных КПД и степени использования грузоподъемности (рис. 9.2), можно сделать вывод, что по соображениям экономичности крайне нежелательно недоиспользование грузоподъемности механизма подъема.

## 9.2. Механизмы передвижения кранов и тележек

Механизмы передвижения служат для перемещения в горизонтальной плоскости всего крана или отдельных его элементов (например, тележек). Их можно разделить на две группы: с приводным колесом и с тяговым гибким элементом в виде каната или цепи. Рассмотрим наиболее распространенные механизмы передвижения — с приводными колесами.

В механизмах передвижения мостовых кранов различают четыре различные схемы привода. Наибольшее распространение получила схема с центральным расположением привода и тихоходным трансмиссионным валом (рис. 9.3, а). Электродвигатель 3 через зубчатую муфту — тормозной шкив 2 соединен с вертикальным трехступенчатым зубчатым редуктором 1. На тормозном шкиве установлен тормоз 4. Концы выходного вала редуктора соединены зубчатыми муфтами 7 с трансмиссионным валом 8, который установлен на промежуточных опорах 6. Трансмиссионный вал вращает ходовые колеса 5.

Достоинство данной схемы состоит в том, что не требуется точности монтажа привода и опор трансмиссионного вала, обеспечивается высокая их надежность и долговечность. Основным недостатком схемы является большая собственная масса, поскольку тихоходный вал передает наибольший крутящий момент. Это приводит к увеличению его диаметра и габаритов подшипников и муфт.

Механизм передвижения со среднеходовым трансмиссионным валом (рис. 9.3, б) занимает промежуточное положение по весовым характеристикам. Электродвигатель 1 через двухступенчатый зубчатый редуктор 2 и трансмиссионный вал 3 передает крутящий момент на открытую зубчатую пару 4, расположенную около приводных ходовых колес. Из-за низкой долговечности открытой зубчатой пары область применения таких механизмов передвижения ограничена.

В механизмах передвижения с центральным расположением привода и быстроходным трансмиссионным валом (рис. 9.3, в) электродвигатель 1 имеет два выходных конца вала, которые через зубчатые муфты и трансмиссионный вал 2 соединены с двумя вертикальными

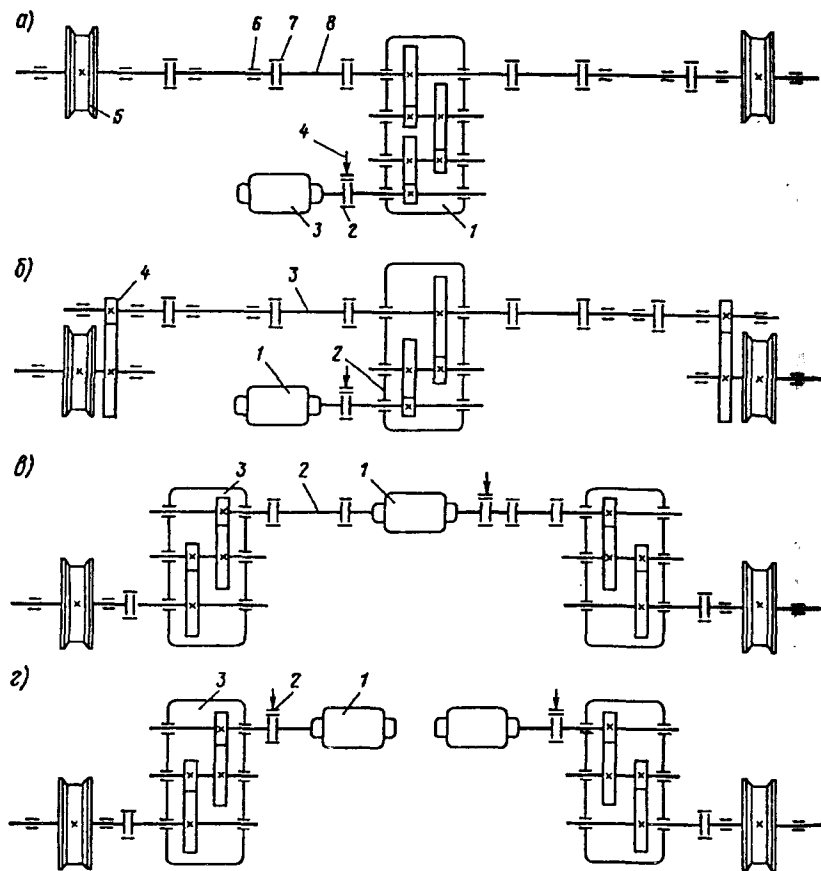


Рис. 9.3. Схемы механизмов передвижения мостовых кранов: а — с тихоходным валом; б — со среднеходовым валом; в — с быстроходным валом; г — с отдельным приводом

двухступенчатыми зубчатыми редукторами 3, расположенными около ходовых колес. Так как трансмиссионный вал имеет большую частоту вращения, то он передает меньший крутящий момент при одной и той же мощности. Трансмиссионный вал, опорные подшипники и муфты имеют меньшие размеры и собственную массу. Однако требуется высокая точность монтажа опор трансмиссионного вала и увеличение жесткости металлоконструкций, на которых они устанавливаются.

Общим недостатком всех схем с центральным приводом является необходимость устройства на мосту крана специальной площадки для установки механизма передвижения. Это повышает стоимость кранового моста и увеличивает его массу. Как показывают технико-экономические расчеты, при пролетах кранов до 16 м целесообразно применять механизм передвижения с центральным расположением привода, а при больших пролетах — с отдельным приводом (рис. 9.3, г). В этом случае каждое ходовое колесо приводится от отдельного электродвигателя 1 через двухступенчатый зубчатый редуктор 3. Между электродвигателем и редуктором устанавливают соединительную муфту — тормозной шкив 2 с нормально замкнутым тормозом. При неодинаковых нагрузках на ходовые колеса происходит перекося моста, так как менее нагруженное колесо забегает вперед по сравнению с более нагруженным. Такие перекося компенсируются жесткостью кранового моста. Механизмы с отдельным приводом обеспечивают меньшую собственную массу, удобство сборки, разборки, технического обслуживания и ремонта в эксплуатации.

Механизмы передвижения крановых тележек мостовых и козловых кранов бывают с консольным (рис. 9.4, а) и центральным (рис. 9.4, б) расположением приводов. Электродвигатель 1 имеет два выходных конца вала. Один из которых через зубчатую муфту 2 соединен с трехступенчатым зубчатым редуктором 3 серии ВК или ВКН. На другом выходном конце вала установлен шкив 8 с нормально замкнутым тормозом. Выходные концы редуктора через зубчатые муфты 6 и валы-вставки 7 соединены с ходовыми колесами 4, перемещаемыми по подтележечным рельсам 7. Ходовые колеса для удобства сборки, разборки и замены расположены в съемных буксах 5 со сферическими самоустанавливающимися подшипниками.

При консольном расположении привода (см. рис. 9.4, а) шлицевый вал 10 ходового колеса входит внутрь полого выходного вала 9 редуктора. Это позволяет получить более компактное соединение редуктора с ходовым колесом. Выбор той или иной схемы привода обуславливается общей компоновкой узлов и механизмов на крановой тележке. Необходимо так расположить механизмы передвижения и подъема, чтобы нагрузки на ходовые колеса были примерно одинаковыми.

Большое распространение получили тележки, перемещаемые по монорельсу в виде двутавра. Такие тележки, например, используют в

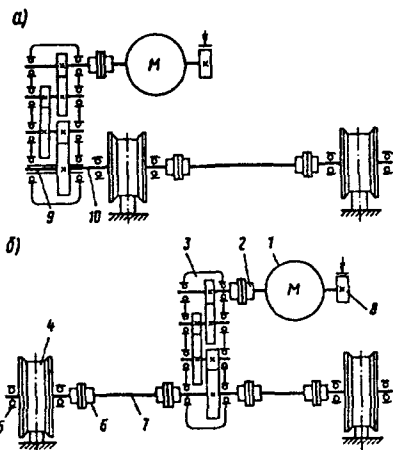


Рис. 9.4. Схемы механизмов передвижения крановых тележек с приводами: а — с консольным; б — с центральным

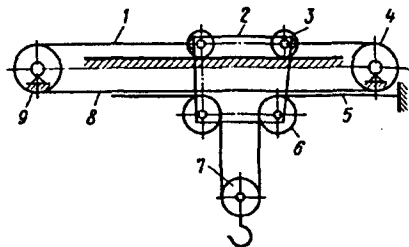


Рис. 9.5. Схема механизма передвижения тележки с гибким тяговым органом

электроталей. Обычно тележки четырехколесные, привод их может осуществляться от одного или двух электродвигателей, расположенных по разные стороны монорейса, через зубчатые передачи. Если двигатели приводят ходовые колеса только с одной стороны монорейса, то привод называют односторонним, а если с обеих сторон — двусторонним.

На консольных и башенных стреловых кранах тележку может перемещать лебедка с помощью гибкого органа (рис. 9.5). Один тяговый канат 1 закрепляют сверху барабана 9 на раме тележки 2, опирающейся на ходовые колеса 3. Другой канат 8 присоединяют к раме тележки 2 с другой стороны. Пропускают канат через направляющий блок 4 и закрепляют снизу барабана 9. При вращении барабана в ту или иную сторону происходит сматывание одного каната и наматывание другого. Тележка перемещается вправо или влево. Для того чтобы исключить подъем или опускание груза при перемещении тележки, изменяют схему запасовки подъемного каната 5. Один его конец закрепляют и пропускают через направляющие блоки 6, закрепленные на нижней части рамы тележки. Другой конец подъемного каната, который проходит через подвижной блок 7 крюковой подвески и другой направляющий блок, закрепляют на барабане механизма подъема.

При проектировании механизма передвижения должны быть известны: масса перемещаемого крана (тележки)  $G$ , кг; масса номинального груза  $Q$ , кг; скорость передвижения  $V$ , м/с; режим работы механизма (ГОСТ 25836—83); принципиальная конструктивная схема; тип электродвигателя и система регулирования привода.

При проектировании механизма передвижения последовательно определяют: диаметр ходового колеса, передаточное отношение ре-

дуктора и отклонение расчетной скорости от заданной, тип электродвигателя и коэффициент запаса сцепления; тип редуктора, опасные сечения промежуточных валов, детали опорного узла ходовых колес, тип соединительных муфт и тормозов.

Диаметр ходового колеса выбирают по допускаемым напряжениям с учетом заданной частоты вращения. Выбор минимального диаметра ходового колеса имеет особое значение при оптимизации механизма передвижения, так как приводит не только к уменьшению массы колес, но и крутящего момента на тихоходном валу, определяющего габарит редуктора при той же мощности электродвигателя и скорости крана.

Минимально допустимый диаметр ходового колеса, м,

для рельса с выгнутой головкой

$$D_{\text{хк}} = \left( \frac{7500k_r k_f}{[\sigma]10^3} \sqrt[3]{N_{\text{max}}} \sqrt[2]{\frac{n_{\text{пр}}}{10^4}} \right)^{3/2};$$

для плоского рельса

$$D_{\text{хк}} = \left( \frac{3,4k_f \sqrt{k_n N_{\text{max}}}}{[\sigma] 10B} \sqrt[2]{\frac{n_{\text{пр}}}{10^4}} \right)^2.$$

где  $k_r$  — коэффициент, зависящий от радиуса закругления головки рельса;  $k_f$  — коэффициент, учитывающий влияние касательных напряжений;  $k_n$  — коэффициент нагрузки;  $[\sigma]$  — допускаемые напряжения в контакте, МПа;  $N_{\text{max}}$  — максимальная нагрузка на колесо, Н;  $n_{\text{пр}}$  — приведенное число оборотов за установленный ресурс;  $B$  — рабочая ширина плоского рельса, м.

Для предварительных проектных расчетов можно пользоваться рекомендациями по размерам диаметров ходовых колес и типу используемого рельса, где в табличной форме в зависимости от скорости передвижения, режимов эксплуатации и максимальной нагрузки на колесо выбирается диаметр ходового колеса [5]. Также можно пользоваться табл. 9.2.

Таблица 9.2. Максимальные статические нагрузки на стальные колеса

Максимальная нагрузка, кН	Диаметр колеса, см	Тип рельса	Ширина плоского рельса, см
30—50	20; 25	P24	4; 4,5; 5
51—100	32; 40	K43; KP70	5; 5,5; 6
101—200	40; 50	P43; P50; KP70	5; 5,5; 6; 6,5; 7
201—250	50; 56; 63	P43; P50; KP70; KP80	6; 6,5; 7
251—320	63; 71	P43; P50; KP80; KP100	7; 7,5; 8



При использовании в ходовой части робототехнических систем колес на массивных, пневматических или подушечных шинах диаметр колеса выбирается по стандартам или техническим условиям в зависимости от максимальной допустимой нагрузки.

Полное статическое сопротивление передвижению,  $H$ , при работе на открытом воздухе  $W = k_p W_{тр} + W_{ук} + W_B$ .

Сопротивление по преодолению сил трения  $W_{тр}$ ,  $H$ , приведенное к ободу ходового колеса,

$$W_{тр} = (G + Q) \frac{2\mu + df}{D_{хк}}$$

или

$$W_{тр} = (G + Q)W,$$

где  $Q$  — вес груза,  $H$ ;  $\mu$  — коэффициент трения качения колеса по рельсу (табл. 9.3);  $f$  — коэффициент трения подшипников колеса; для шариковых и роликовых подшипников  $f = 0,015$ ; для конических  $f = 0,02$ ;  $d$  и  $D_{хк}$  — диаметр соответственно цапфы и ходового колеса,  $m$ ;  $W$  — коэффициент сопротивления движению (см. табл. 9.4);  $k_p$  — коэффициент, учитывающий трение в ребордах.

Сопротивление уклона пути

$$W_{ук} = (G + Q)\beta \text{ или } W_{ук} = (G + Q)\sin\alpha,$$

где  $\beta$  — уклон; для мостовых или козловых роботов  $\beta = 0,001-0,003$ ; для тележек  $\beta = 0,002$ ;  $\alpha$  — преодолеваемый уклон для роботов не на рельсовом ходу.

Сопротивление от ветровой нагрузки,  $H$

$$W_B = qS,$$

где  $q$  — напор ветра в зависимости от района эксплуатации (ГОСТ 1451—77);  $S$  — подветренная площадь,  $m^2$ .

Таблица 9.3. Значения коэффициента трения качения  $\mu \cdot 10^4$ ,  $m$

Форма головки рельса	Диаметр колеса, $m$				
	0,2—0,3	0,4—0,5	0,63—0,7	0,8	0,9—1,0
Плоская	3	5	6	6,5	7
Выпуклая	4	6	8	10	12

Таблица 9.4. Коэффициент сопротивления движению  $W$  (ГОСТ 13994—81)

Диаметр колеса (оси), $mm$	Значения $W$ при подшипниках скольжения (качения)
До 70 (до 50)	0,028 (0,02)
200—400 (50—65)	0,018 (0,015)
400—600 (65—90)	0,016 (0,01)
600—800 (90—100)	0,013 (0,006)

## Статическая мощность двигателя механизма передвижения,

$$P_p = \frac{WV}{1000\eta},$$

где  $V$  — скорость движения,  $m/s$ ;  $\eta$  — КПД механизма передвижения.

При выборе электродвигателя учитывается та часть сопротивления передвижению, которая соответствует этому двигателю. Принимается во внимание число приводов и неравномерность распределения перемещаемых масс, если она существенна (например, отдельный привод), то мощность увеличивается на 20 % и двигатель подбирается в соответствии с  $P = 0,6P_p$ .

Выбранные габаритные размеры электродвигателя в системе регулирования привода должны обеспечивать возможность плавного разгона. Для этого ускорение, реализуемое под действием минимального пускового момента двигателя, должно быть не больше значений, оговоренных в технических условиях, в зависимости от грузоподъемности и назначения робота.

При заданной скорости двигателя частота вращения ходовых колес,  $об/мин$

$$n_{хк} = \frac{60V}{\pi D_{хк}}$$

Требуемое передаточное отношение редуктора

$$U = \frac{n_{дв}}{n_{хк}}$$

где  $n_{дв}$  и  $n_{хк}$  — частота вращения соответственно двигателя и ходовых колес,  $об/мин$ .

У предварительно выбранного по статической мощности двигателя проверяют следующие характеристики:

время разгона до номинальной скорости по уклону против ветра при допустимой ветровой нагрузке рабочего состояния,  $c$

$$t_p = \frac{n_{дв} \left[ 1,2(I_p + I_m) + \frac{(Q + G)D_{хк}}{4U^2\eta} \right]}{9,55 \left( M_{ср}^n - \frac{W_c D_{хк}}{2U\eta} \right)},$$

где  $n_{дв}$  — номинальная частота вращения двигателя,  $об/мин$ ;  $I_p$  и  $I_m$  — моменты инерции соответственно ротора двигателя и соединительных элементов до редуктора (муфты, валы, тормозной шкив),  $кг/м^2$ ;  $M_{ср}^n$  — средний пусковой момент двигателя,  $H \cdot m$ ;  $M_{ср}^n = \phi M_n$ ;  $M_n$  — номинальный момент двигателя;  $\phi$  — коэффициент перегрузочной способности двигателя;  $W_c$  — суммарное сопротивление движению,  $H$ ;

время пуска для кранов  $t_p = 8-10$  с, для тележек  $t_p = 5-6$  с; кратковременную перегрузку при возросших статических сопротивлениях в условиях установившегося движения

$$M_{дв}^{max} > \frac{(W_{тр} + W_{кр} + W_{пер} + W_y + W_B) D_{хк}}{2U\eta},$$

где  $W_{тр}$ ,  $W_{кр}$ ,  $W_{пер}$ ,  $W_y$ ,  $W_B$  — сопротивление соответственно трения, криволинейных участков, перекоса, уклона, ветровой нагрузки;

нагрев по среднеквадратичному моменту согласно требованиям [3]. Тормозной момент на валу двигателя (быстроходном валу редуктора) при движении под уклон по прямой

$$M_T = (W_B + W_y - W_{тр}^{min}) \frac{D_{хк}\eta}{2U} + \frac{n_{дв}}{9,55t_T} [1,2(I_p + I_M) + \frac{(Q+G)}{4U^2} D_{хк}^2 \eta].$$

При  $k_p = 1$  время торможения  $t_T$  должно быть для кранов 6—8 с, для тележек 3—4 с.

Запас сцепления ходовых колес с рельсами при разгоне на подъем против ветра

$$k_{сц} = \frac{\Delta G \varphi}{F_{ин} + W_{тр} + W_y + W_B} \geq [k_{сц}],$$

где  $\Delta G$  — минимальная нагрузка на приводные колеса, Н;  $\varphi$  — коэффициент сцепления приводных колес с рельсом; для кранов, работающих на открытом воздухе,  $\varphi = 0,12$ ; в закрытых помещениях  $\varphi = 0,2$ ;  $F_{ин}$  — сила инерции движущихся частей (масса на величину ускорения движения);  $F_{ин} = mj$ ;  $[k_{сц}]$  — допустимый коэффициент запаса сцепления при работе без ветровой нагрузки  $k_{сц} = 1,2$ ; при работе с ветровой нагрузкой  $k_{сц} = 1,1$ .

### 9.3. Механизмы поворота

В грузоподъемных кранах механизм поворота служит для вращения вокруг вертикальной оси груза и поворотной части металлоконструкции крана. Механизм поворота размещают либо на поворотной части крана, либо на неподвижной.

Механизм поворота на поворотной части крана (рис. 9.6, а) применяют в стационарных кранах на колонне с изменяющимся вылетом стрелы. Чугунную или стальную плиту 1 закрепляют фундаментными болтами 2 к бетонному основанию 3. На плите устанавливают неподвижную колонну 13 и зубчатое колесо 4, сцепляемое с шестерней 5 механизма поворота 8. Механизмы подъема 16, изменения вылета

стрелы 15 и поворота 8 размещены на поворотной платформе 6. Один конец платформы закреплен на нижней опоре 14, а другой стреловой оттяжкой 9 соединен с верхней опорой 10. Верхняя опора выполнена в виде траверсы с цилиндрической расточкой в средней части. В расточке установлены радиальные самоустанавливающиеся подшипники качения (шариковые или роликовые) и упорный шарикоподшипник. Нижняя опора имеет форму прямоугольной коробки с четырьмя роликами на вертикальных неподвижных осях. Ролики обкатываются вокруг колонны крана. На нижней опоре шарнирно закреплена стрела 12, вылет которой изменяют стреловым полиспастом 11. Противовес 7 установлен на поворотной платформе 6. Он рассчитан на уравнивание момента от половины номинального груза.

Механизм поворота на неподвижной части крана (рис. 9.6, б) применяют на стационарном кране на колонне с электроталью. На фундаментной плите 1 установлена неподвижная колонна 6, которая через верхнюю 7 и нижнюю 5 опоры соединена с поворотной колонной 8. На нижней части поворотной колонны закреплено зубчатое колесо 4, сцепляемое с шестерней 13 механизма поворота 12, который установлен на фундаментной плите 1. Фундаментными болтами 3 плиту крепят к бетонному основанию 2. При вращении шестерни 13 происходит поворот колеса 4 и колонны 8. На колонне 8 жестко закреплена стрела (консоль) 10, вдоль которой перемещается электроталь 11. При этом происходит изменение вылета стрелы. Противовес 9 уменьшает изгибающий момент на колонну 6.

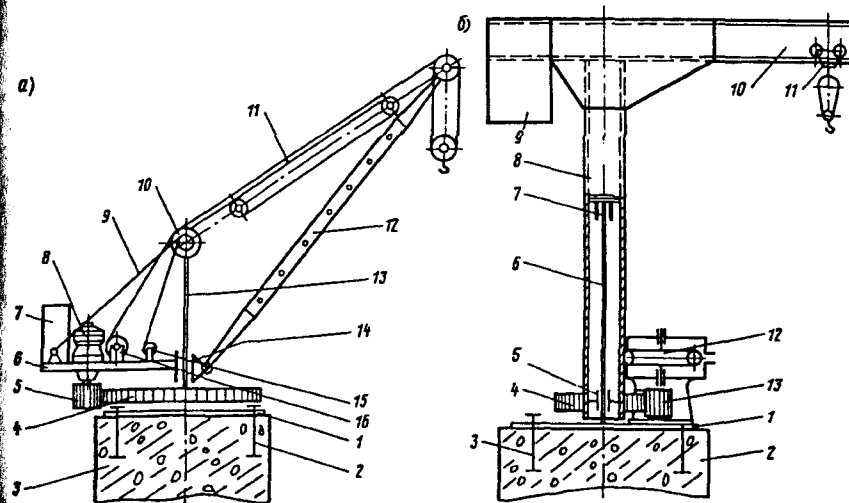


рис. 9.6. Механизм поворота крана на колонне: а — на поворотной части; б — на неподвижной фундаментной плите

Рассмотрим принципиальные схемы механизмов поворота кранов. Схема с конической и цилиндрической зубчатыми передачами (рис. 9.7, а) имеет более высокий КПД и komponуется из унифицированных узлов. Электродвигатель 1 соединен с двухступенчатым зубчатым редуктором 4 с помощью зубчатой муфты тормозного шкива 2, на котором установлен нормально замкнутый тормоз 3. На выходном валу редуктора предусмотрена открытая зубчатая передача 5, позволяющая передавать крутящий момент под углом 90°. Это необходимо по условиям компоновки привода на поворотной платформе 6. Шестерня 8 сцепляется с неподвижным зубчатым колесом 7, осуществляя поворот платформы 6 вокруг вертикальной оси колонны крана.

В схеме привода с червячным редуктором (рис. 9.7, б) электродвигатель 1 через муфту 2 соединен с вертикальным редуктором 3, который установлен на поворотной платформе 4. Шестерня 6 сцепляется с неподвижным зубчатым колесом 5. По сравнению с первой схемой она более компактна, проста в изготовлении, имеет меньшую собственную массу. Это объясняется тем, что в одной червячной передаче можно осуществить большее передаточное число (до 80). Червячная самотормозящая передача не требует установки тормоза, однако КПД такой передачи будет меньше 0,5.

В червячном редукторе рекомендуется ставить фрикционную конусную муфту предельного момента, которая будет срабатывать в момент резкой перегрузки при пуске и торможении. Это предохраняет механизм от поломки. По правилам Госгортехнадзора механизмы поворота вновь изготовленных порталных кранов обязательно снабжаются муфтами предельного момента.

Существенное влияние на схемы механизмов поворота оказывают виды опорно-поворотных устройств (ОПУ).

Опорно-поворотные устройства служат для восприятия вертикальных и горизонтальных нагрузок в механизмах поворота. Они бывают на колонне, на цилиндрических или конических катках, в виде однорядных или двухрядных опорно-поворотных кругов, где телами качения служат шары или ролики. Возможно сочетание в ОПУ колонн и других видов опор.

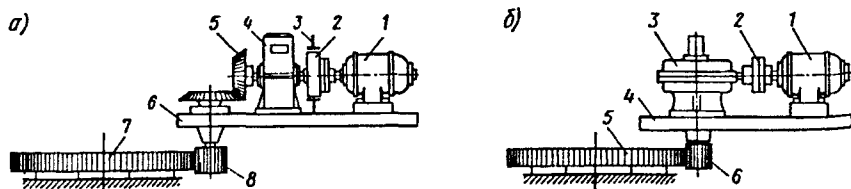


Рис. 9.7. Схемы механизмов поворота:  
а — с горизонтальным зубчатым редуктором; б — с вертикальным червячным редуктором

В роботах большой грузоподъемности и самоходных стреловых кранах применяются ОПУ (рис. 9.8), которые состоят из опорного круга катания 1 (рис. 9.8, а), жестко закрепленного на раме ходовой части, опорных ходовых колес 2, оси которых закреплены своими кронштейнами 5 на тыльной стороне поворотной рамы 3 и привода. В центре опорного круга катания устанавливается цапфа или пустотелая центральная колонна 4, являющаяся осью вращения поворотной части. В кранах малой и средней грузоподъемности обычно устанавливают четыре колеса, в кранах большой грузоподъемности — восемь. Для равномерного нагружения колеса устанавливают на балансирах (рис. 9.8, е). Колеса применяют преимущественно безребордные, поскольку возможны смещения поворотной части крана в горизонтальной плоскости, устраняемые наличием центральной цапфы. Колеса могут иметь цилиндрическую или коническую поверхности катания. При цилиндрической поверхности появляется дополнительное трение скольжения, вызываемое тем, что точки А и Б (рис. 9.8, д) колеса в один и тот же отрезок времени проходят разный путь.

Чистое качение без скольжения обеспечивается наличием конической поверхности колес и конической рабочей поверхности опорного круга (рис. 9.8, б и ж), но в этом случае увеличивается сила нормального давления на поверхность круга  $N_n = N/\cos\beta$  и возникает осевое усилие  $N_a = Ntg\beta$ , прижимающее ступицу колеса к подшипнику, что вызывает дополнительное сопротивление повороту. Учитывая это обстоятельство, а также сложность обработки конических поверхностей, чаще применяют цилиндрические колеса.

В краностроении все большее применение получают многоопорные поворотные устройства — роликовые и шариковые. Роликовая опора (рис. 9.8, в) представляет собой обойму, состоящую из одного или двух сепараторных колец 8. На закрепленных в обойме осях 7 свободно вращаются цилиндрические или конические ролики 6, опирающиеся на круг катания соответствующего профиля. Поворотная часть крана опирается на ролики, закрепленные на ней другим кругом катания того же профиля и диаметра.

Конструкция шарикового двухрядного поворотного круга (рис. 9.8, з) выполнена в виде наружного кольца 13, жестко скрепленного с зубчатым венцом 12 и промежуточным кольцом 11. В кольцевые выточки промежуточного кольца и внутренних колец 9 и 10 заложены стальные шары 14. Кольца соединены между собой болтами, поворотная платформа крепится к верхнему кольцу также болтами.

Методы расчета ОПУ, выбор их разновидностей по стандарту или унифицированным конструкциям в зависимости от вертикальных, горизонтальных нагрузок и моментов даны в соответствующей литературе [3].

При проектировании механизма поворота необходимы следующие исходные данные: геометрическая схема крана со всеми размерами,

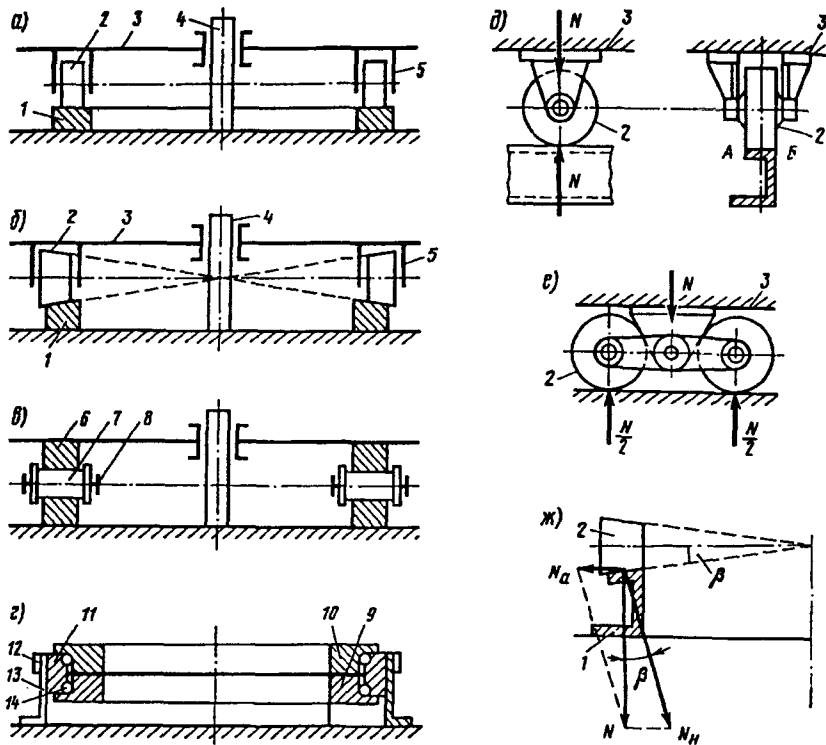


Рис. 9.8. Типы опорно-поворотных устройств кранов и расчетные схемы: а, б — малоопорные с кругом катания и цилиндрическими (коническими) колесами; в — многоопорная роликовая; г — многоопорная двухрядная шариковая; д, е, ж — схемы соответственно для одинарных колес, для колес на балансирах, для конических колес

номинальные грузоподъемности при соответствующих вылетах, вес и координаты центров тяжести всех элементов поворотной части относительно оси вращения и верхней плоскости опорного кольца, кинематическая схема механизма вращения, расчетные нагрузки на катки и центральную цапфу, относительно которой происходит поворот, частота вращения, режим эксплуатации.

Рассчитывая нагрузки на опоры (рис. 9.9) и массу противовеса при максимальных и минимальных вылетах груза, определяют: вертикальную реакцию

$$V = G_{\text{пр}} + G_{\text{пу}} + Q;$$

горизонтальную реакцию при максимальном вылете

$$H_1 = (QR_{\text{max}} + G_{\text{пу}}l_{\text{пу}} - G_{\text{пр}}l_{\text{пр}})/h;$$

горизонтальную реакцию при минимальном вылете без груза

$$H_2 = (G_{\text{пр}}l_{\text{пр}} - G_{\text{пу}}l_{\text{пу}})/h;$$

вес противовеса из условия равенства  $H_1 = H_2$

$$G_{\text{пр}} = 0,5[QR_{\text{max}} - G_{\text{пу}}(l_{\text{пу}} + l_{\text{пу}})]/l_{\text{пр}},$$

где  $Q$ ,  $G_{\text{пу}}$ ,  $G_{\text{пр}}$  — сила тяжести соответственно груза, поворотного устройства, противовеса;  $R_{\text{max}}$ ,  $R_{\text{min}}$  — соответственно максимальный и минимальный вылеты;  $l_{\text{пу}}$ ,  $l_{\text{пу}}$  — расстояние до центра тяжести при максимальном и минимальном вылетах;  $l_{\text{пр}}$  — расстояние до центра тяжести противовеса;  $h$  — расстояние между горизонтальными реакциями верхней и нижней опор.

Если перемещения номинального груза редки, то вес противовеса снижается

$$G_{\text{пр}} = (0,7-0,8)G_{\text{пр}}.$$

Определим суммарный момент сопротивления вращению относительно оси поворота

$$M_{\text{сум}} = M_{\text{тр}} + M_{\text{к}} + M_{\text{и}} + M_{\text{в}},$$

где  $M_{\text{тр}}$  — момент сопротивления вращению, создаваемый силами трения; определяется в зависимости от конструкции ОПУ по рекомендациям [3], [6];  $M_{\text{к}}$  — момент сопротивления вращению, создаваемый уклоном;  $M_{\text{и}}$  — момент сопротивления вращению, создаваемый инерцией груза и вращающихся частей;  $M_{\text{в}}$  — момент сопротивления вращению, создаваемый давлением ветра на груз и поворотные части.

Момент сопротивления вращению, создаваемый уклоном

$$M_{\text{к}} = \Sigma M \sin \alpha,$$

где  $\Sigma M$  — моменты от вертикальных сил (см. рис. 9.9);  $\alpha$  — угол наклона (крана).

Момент сопротивления вращению, создаваемый инерцией груза и вращающихся частей

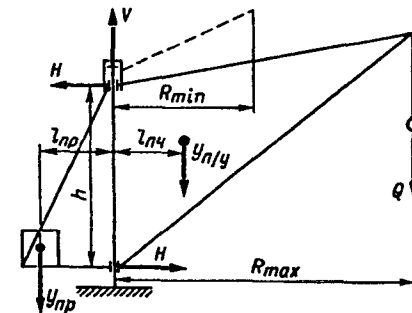


Рис. 9.9. Расчетная схема определения нагрузок на ОПУ

$$M_n = \frac{\pi n}{30 \operatorname{tg} \alpha} \Sigma G R^2,$$

где  $n$  — частота вращения поворотной части, об/мин;  $GR^2$  — сумма маховых моментов, кг·м<sup>2</sup>.

Момент сопротивления вращению, создаваемый давлением ветра на груз и поворотные части

$$M_B = q \Sigma F_i R_i,$$

где  $q$  — расчетное давление ветра, Па;  $F_i$  и  $R_i$  — подветренные площади и радиусы до центров приложения ветровой нагрузки.

Среднеквадратичная мощность двигателя, кВт, механизма вращения, необходимая для поворота с грузом при установившемся движении и силе ветра рабочего состояния

$$P = \frac{M_c n}{9550 \eta},$$

где  $M_c$  — суммарный момент.

Выбранный по каталогу двигатель проверяется на время разгона, с

$$t_p = \frac{n_{\text{дв}} \left[ 1,2(I_p + I_m) + \frac{I_r + \Sigma I_i}{U^2 \eta} \right]}{9,55 \left[ M_{\text{сп}}^n - \frac{(M_{\text{тр}} + M_B + M_K)}{U \eta} \right]},$$

где  $n_{\text{дв}}$  — частота вращения ротора двигателя, об/мин;  $U$  — передаточное число механизма поворота;  $U = n_{\text{дв}}/n$ ;  $I_p$  и  $I_m$  — моменты инерции соответственно ротора двигателя и соединительных муфт, находящихся на валу двигателя, кг·м<sup>2</sup>;  $M_{\text{сп}}^n$  — средний пусковой момент двигателя, Н·м;  $I_r$  — момент инерции груза относительно осн вращения, кг·м<sup>2</sup>;  $\Sigma I_i$  — сумма моментов инерции вращающихся частей крана массой  $m_i$ , отстоящих от оси поворота на радиусах  $r_i$ ;  $\Sigma I_i = \Sigma m_i r_i^2$ ;  $M_{\text{тр}}$ ,  $M_B$ ,  $M_K$  — сумма моментов сопротивления соответственно от сил трения, ветровой нагрузки, уклона, Н·м.

Муфта предельного момента рассчитывается на момент

$$M_{\phi} = 1,1 \left[ M_{\text{дв}}^{\text{max}} - \frac{(I_p + I_m) n_{\text{дв}}}{9,55 t_p} \right] U_m \eta_m,$$

где  $M_{\text{дв}}^{\text{max}}$  — максимальный момент, развиваемый двигателем, Н·м;  $U_m$  и  $\eta_m$  — передаточное число и КПД передачи между валом двигателя и муфтой.

Тормозной момент механизма вращения на валу двигателя

$$M_T = \frac{1,2(I_p + I_m)}{9,55 t_T} + (M_{\text{ин}} + M_B + M_K - M_{\text{тр}}) \frac{\eta}{U},$$

где  $t_T$  — время торможения, с; можно принять  $t_T = t_p$ .

Момент инерции

$$M_{\text{ин}} = \frac{n(I_r + \Sigma I_i)}{9,55 t_T}.$$

Передаточное число механизма поворота

$$U = n_{\text{дв}}/n = U_p U_{\text{оп}},$$

где  $U_p$  и  $U_{\text{оп}}$  — передаточные числа соответственно редуктора и открытой зубчатой передачи.

Время разгона  $t_{\text{min}}$  или торможения  $t_{\text{max}}$  для предварительных расчетов в зависимости от максимального вылета стрелы  $R_{\text{max}}$  (минимальное время без учета ветра и уклона, максимальное с учетом расчетного ветра и уклона):

$R_{\text{max}}$ , м	$t_{\text{min}}$ , с	$t_{\text{max}}$ , с	$R_{\text{max}}$ , м	$t_{\text{min}}$ , с	$t_{\text{max}}$ , с
5	1	4	20	8	15
7,5	1,5	6	25	8	25
10	2,5	8	30	10	30
15	4	10			

#### 9.4. Механизм изменения вылета

Стреловые грузоподъемные краны для расширения зоны обслуживания имеют механизм изменения вылета стрелы. В настенных консольных, башенных строительных и стационарных кранах на колонне, имеющих горизонтальную стрелу, изменение ее вылета достигается перемещением грузовой тележки вдоль стрелы. Тележки могут иметь приводные колеса или перемещаться с помощью гибкого тягового органа (каната или цепи). Изменить вылет стрелы можно также выдвижением телескопических секций. Наиболее распространенный способ состоит в изменении угла наклона стрелы в вертикальной плоскости. В передвижных автомобильных и железнодорожных кранах с телескопическими стрелами применяют комбинированный способ изменения вылета стрелы.

Угол наклона стрелы можно изменять различными механизмами. Наиболее простой из них зубчато-реечный. Зубчатую рейку шарнирно соединяют со стрелой и приводят во вращение шестерню. Вместо зубчато-реечного можно использовать винтовой, секторный, криво-

шипно-шатунный и другие механизмы с жесткой кинематической связью. Механизмы с жесткой связью применяют, например, в порталных кранах. Использование наклонного гидроцилиндра позволяет получить более плавный наклон стрелы. Его применяют в автомобильных кранах.

Наибольшее распространение получил способ изменения угла наклона стрелы с помощью стрелового полиспаста (рис. 9.10). Головку стрелы 1 оттяжкой 10 соединяют с неподвижным блоком 9 стрелового полиспаста 8. Канат 6 стрелового полиспаста сбегает с подвижного блока 7 и через направляющий блок 5 идет на барабан 3 стреловой лебедки. Направляющий блок закреплен на треугольной стойке 4. При вращении барабана стреловой лебедки подвижный блок 7 сближается или удаляется от неподвижного блока 9. Это приводит к подъему или опусканию головки стрелы. Подъемный канат 12 полиспаста 11 механизма подъема закрепляется на барабане 2 механизма подъема.

При проектировании механизма изменения вылета требуются следующие исходные данные: геометрическая схема стрелового устройства со всеми необходимыми размерами и кинематическая схема механизма изменения вылета (см. рис. 9.10); грузоподъемности при соот-

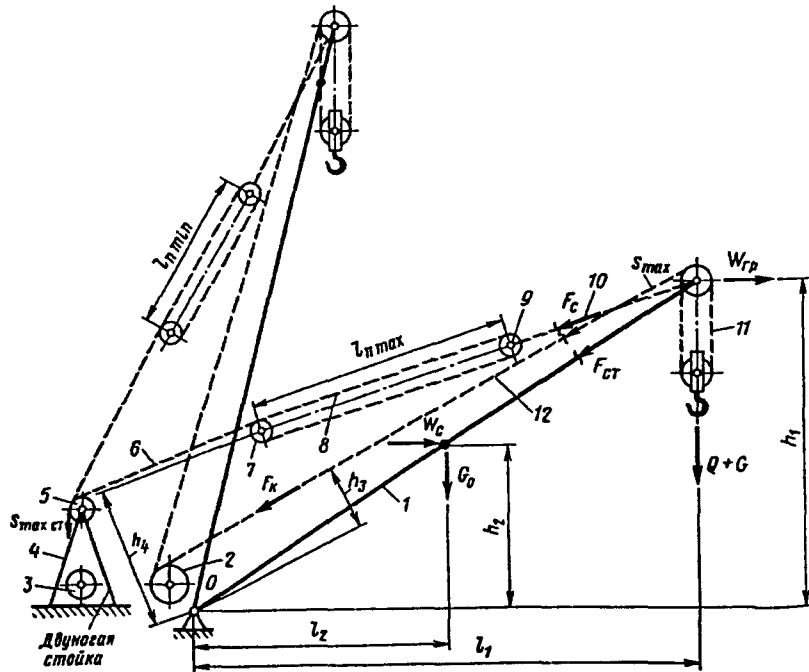


Рис. 9.10. Расчетная схема механизма изменения вылета стрелы

ветствующих вылетах; вес узлов стрелового устройства, подвижного противовеса и других частей, расположенных на стреле, вес грузозахватного приспособления; время полного изменения вылета стрелы от максимального до минимального; режим работы.

Условно разрежем оттяжку стрелового полиспаста и действие отброшенной части заменим силами  $S_{\max}$ ,  $F_{\text{от}}$ ,  $F_c$ . Удерживающую стрелу силу  $F_c$  найдем из условия равновесия. Для этого составим уравнение  $\Sigma M_O = 0$  относительно шарнира O:

$$F_c = \frac{(G_{\text{гр}} + G_{\text{го}})l_1 + G_c l_2 + W_{\text{гр}} h_1 + W_c h_2 - S_{\max} h_3}{h_4}$$

где  $G_c$  — сила тяжести стрелы, Н;  $W_{\text{гр}}$ ,  $W_c$  — сопротивления, создаваемые давлением ветра соответственно на груз и стрелу, Н;  $S_{\max}$  — максимальное натяжение каната в полиспасте механизма подъема;  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$ ,  $h_4$  — плечи приложения соответствующих сил относительно точки поворота стрелы;  $W_{\text{гр}}$ ,  $W_c$  — ветровая нагрузка соответственно на груз и стрелу,  $\text{м}^2 q_n$ ;  $W_c = S_o q_n$ ;  $S_{\text{гр}}$ ,  $S_o$  — подветренная площадь соответственно груза и стрелы,  $\text{м}^2$ ;  $q_n$  — распределенная (расчетная) ветровая нагрузка, 150—250 Па, для рабочего состояния крана.

Максимальное расчетное усилие в ветви стрелового полиспаста, набегающей на барабан 3, Н:

$$S_{\max \text{ ст}} = F_c / (i_{\text{пс}} \eta_{\text{пс}} \eta_{\text{бл}}^z)$$

где  $i_{\text{пс}}$  — кратность стрелового полиспаста;  $\eta_{\text{пс}}$  — КПД стрелового полиспаста (находят аналогично подъемному полиспасту);  $\eta_{\text{бл}}$  — КПД направляющего блока при подшипниках качения;  $\eta_{\text{бл}} = 0,98 + 0,99z$ ;  $z$  — число направляющих блоков.

Дальнейший выбор диаметра каната, размеров блоков и барабана аналогичен расчету механизма подъема. Пусть ход стрелового полиспаста, м,  $\Delta l = l_{\text{п max}} - l_{\text{п min}}$ , а время изменения вылета стрелы, с,  $t_{\text{ст}}$ . Тогда средняя скорость, м/с, навивки каната на барабан  $V_{\text{кб}} = \Delta l i_{\text{пс}} / t_{\text{ст}}$ .

Требуемая наибольшая мощность электродвигателя стреловой лебедки при установившемся движении и максимальном вылете стрелы, кВт,

$$P_p = S_{\max \text{ ст}} V_{\text{кб}} / (1000 \eta_m)$$

где  $\eta_m$  — КПД передаточного механизма.

По требуемой мощности  $P_p$  и заданному ПВ, %, из каталога выбирают электродвигатель ( $P_{\text{дв}}$ ,  $n_{\text{дв}}$ ). Затем определяют необходимое передаточное число редуктора стреловой лебедки

$$U_{\text{кб}} = n_{\text{дв}} / n_6$$

где  $n_{\text{дв}}$  — частота вращения электродвигателя, об/мин;  $n_6$  — частота вращения барабана, об/мин;  $n_6 = \frac{60 U_{\text{кб}}}{\pi D}$ ;  $D$  — диаметр стрелового барабана по центрам каната, м.

По мощности электродвигателя  $P_{дв}$ , необходимому передаточному числу  $U_{мс}$  и заданной группе режима работы из каталога выбирают редуктор. Тормоз выбирают так же, как в механизме подъема. Затем проверяют электродвигатель на время пуска по методике, изложенной в п. 9.1. Время пуска принимают от 1,5 до 2 с.

С изменением вылета стрелы (см. рис. 9.10) изменяются плечи действия сил, что приводит к изменению силы  $F_c$ , удерживающей стрелу. Максимальное значение  $F_c$  — при максимальном вылете стрелы, минимальное — при минимальном. Для получения одинакового статического момента от усилия  $F_c$  барабан стреловой лебедки делают коническим. При этом максимальное усилие действует на меньшем радиусе барабана, а минимальное — на большем.

Изменение угла наклона стрелы приводит к подъему или опусканию груза по некоторой сложной траектории. Это в ряде случаев затрудняет производство монтажных и погрузочно-разгрузочных работ. Для обеспечения горизонтального перемещения груза при изменении угла наклона стрелы применяют различные уравнивательные устройства. Принцип их действия заключается в том, что одновременно с изменением угла наклона стрелы изменяется длина подвески груза к головке стрелы на грузовом полиспасте.

Другой способ обеспечения горизонтального перемещения груза при изменении угла наклона стрелы заключается в установке на головке стрелы специального хобота. Он может быть выполнен прямолинейным в форме шарнирного четырехугольника и профилированным. При наклоне стрелы конец прямолинейного хобота, на котором подвешен груз, описывает сложную кривую (лемнискату), отдельные участки которой представляют собой горизонтальные прямые. При профилированном хоботе канат стреловой оттяжки закрепляют к криволинейному участку, а подъемный канат направляют параллельно оси стрелы. Профиль кривой выбран таким образом, чтобы при изменении угла наклона стрелы груз перемещался горизонтально. Более подробно с этими устройствами можно ознакомиться в литературе [3].

В стрелах без дополнительных хоботов для уменьшения мощности приводов стреловых лебедок применяют противовесы. Они уравновешивают момент от силы тяжести стрелы. Груз противовеса устанавливают на качающейся треугольной раме. Верхний угол рамы соединяют оттяжкой со стрелой, шарнирно закрепленной в нижней части. При наклоне стрелы вниз центр масс ее удаляется от шарнира поворота. При этом треугольная рама поворачивается по часовой стрелке, и увеличивается плечо действия противовеса. При наклоне стрелы вверх плечо действия противовеса уменьшается.

Механизмы изменения вылета стрелы снабжаются необходимыми устройствами безопасности. В частности, при крайних положениях наклона стрелы устанавливают концевые выключатели, обеспечивающие отключение стреловой лебедки. На кранах с изменяющимся вы-

летом стрелы должны быть предусмотрены упоры или другие устройства, предохраняющие стрелу от запрокидывания, которое может привести к отстропке груза или обрыву подъемного каната.

Грузоподъемность стреловых передвижных кранов зависит от вылета стрелы. Чем больше вылет стрелы, тем меньше поднимаемый груз. Поэтому на стрелах и в кабинах управления должны быть установлены указатели вылета стрелы и соответствующая им грузоподъемность. Кроме того, на кране должен быть ограничитель грузового момента, который отключает механизмы подъема и изменения вылета стрелы, если поднимаемый груз не соответствует заданному вылету.

### 9.5. Режимы работы и классы использования грузоподъемных машин

Для грузоподъемных машин характерна работа с повторно-кратковременными включениями, при которых грузозахватное устройство с грузом совершает циклические движения, а механизмы реверсируются с многократными включениями и выключениями. В работе механизма подъема чередуются процессы подъема и опускания груза, а также порожнего грузозахватного приспособления. Механизмы поворота, изменения вылета, передвижения включают движения в прямом и обратном направлениях с грузом и без него. Между периодами движения имеются паузы, в течение которых двигатель не включен, и механизм не работает. Это время используется для захвата и освобождения груза, для подготовки проведения всех остальных составляющих рабочего периода технологического процесса перегрузки.

Процессы движения можно разделить на периоды неустановившегося движения, когда происходит разгон (период пуска) или замедление (период торможения) поступательно движущихся и вращающихся масс груза, механизма, машин, а также периоды установившегося движения с постоянной скоростью.

Для характеристики режимов работы механизмов и электрооборудования применяют ряд показателей [2].

Полное время цикла  $t_{ц}$  работы механизма складывается из суммы времени пуска  $\Sigma t_{п}$ , движения с установившейся скоростью  $\Sigma t_{y}$ , торможения  $\Sigma t_{т}$  и пауз  $\Sigma t_{0}$ :  $t_{ц} = \Sigma t_{п} + \Sigma t_{y} + \Sigma t_{т} + \Sigma t_{0}$ .

Отношение времени включения (работы)  $t_{в}$  механизма к полному времени цикла характеризует интенсивность использования механизма, или относительную продолжительность включения в процентах:

$$ПВ = \frac{t_{в}}{t_{ц}} 100 \%$$

Для электрооборудования ПВ исчисляется для периода работы  $t_B$  не свыше 10 мин, а для механизмов — в течение 1 ч. Если электрооборудование без включений работает свыше 10 мин, то его режим работы считается непрерывным, т. е. ПВ = 100 %.

Режим работы механизма грузоподъемной машины определяется в зависимости от коэффициента использования механизма по грузоподъемности; коэффициента годового использования механизма; коэффициента суточного использования механизма; относительной продолжительности включения двигателя механизма. При определении режима работы электрооборудования механизма должны быть также учтены температура окружающей среды и число включений механизма в 1 ч.

Интенсивность работы механизмов определяется коэффициентом использования по времени. В течение часа  $k_ч = t_p/60$  ( $t_p$  — время работы механизма, мин); в течение суток  $k_с = (\text{число часов работы в сутки})/24$ ; в течение года  $k_г = (\text{число дней работы в году})/365$ .

Интенсивность работы определяется также коэффициентом использования машины по грузоподъемности

$$k_{гр} = Q_{ср}/Q,$$

где  $Q_{ср}$  — среднее значение массы поднимаемого груза за смену;  $Q$  — номинальная грузоподъемность.

Для механизмов подъема с тяжелыми (свыше 20 % массы номинального груза) грузозахватными приспособлениями  $k_{гр}$  рассчитывается с учетом массы  $Q_y$  грузозахватного устройства:  $k_{гр} = (Q_{ср} + Q_y)/(Q + Q_y)$ .

Согласно правилам Госгортехнадзора, установлены следующие режимы работы грузоподъемных машин, определяемые совокупностью условий их эксплуатации: с ручным приводом (Р), с машинным приводом — легкий (Л), средний (С), тяжелый (Т) и весьма тяжелый (ВТ) режимы. Характеристика режимов работы приведена в табл. 9.5.

Таблица 9.5. Характеристика режимов работы механизмов грузоподъемных машин

Режим работы	Средние допускаемые коэффициенты использования механизма			
	по грузоподъемности $k_{гр}$	по времени		в течение цикла ПВ, %
		в течение года $k_г$	в течение суток $k_с$	
Легкий	0,25—1,0	Нерегулярная, редкая работа		15
Средний	0,75	0,5	0,33	25
Тяжелый	0,75—1,0	1,0	0,66	40
Весьма тяжелый	1,0	1,0	1,0	40

Таблица 9.6. Классы нагружения механизмов

Класс нагружения	Коэффициент нагружения	Характеристика класса нагружения
B1	До 0,125	Нагрузки значительно меньше номинальных и в редких случаях номинальные
B2	0,125—0,25	Средние и номинальные нагрузки
B3	0,25—0,5	Преимущественно номинальные и близкие к номинальным нагрузки
B4	0,5—1	Номинальные и близкие к номинальным нагрузки

Различные механизмы грузоподъемных кранов могут работать в различном режиме работы. Режим работы для всей грузоподъемной машины устанавливается по режиму работы механизма главного подъема груза. По этому же режиму рассчитывается и металлоконструкция кранов.

При классификации крановый механизм можно отнести к тому или иному режиму работы при условии, что он удовлетворяет всем показателям соответствующего режима. Если же по отдельным показателям имеется превышение, то рассматриваемый механизм следует отнести к группе более тяжелого режима работы.

Согласно ГОСТ 25835—83 "Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы" установлено шесть групп режимов работы, определяемых классом нагружения (табл. 9.6) и классом использования механизмов:

Класс использования механизмов	Время работы механизма, ч	Класс использования механизмов	Время работы механизма, ч
A0	до 800	A4	6300—12 500
A1	800—1600	A5	12 500—25 000
A2	1600—3200	A6	25 000—50 000
A3	3200—6300		

Класс использования механизмов учитывает общее время работы за весь период эксплуатации

$$T = T_{об}zh,$$

где  $T_{об}$  — среднесуточное время работы;  $z$  — число рабочих дней в году: при двух выходных днях  $z = 250$ ; при одном выходном  $z = 300$ ; при непрерывном производстве  $z = 360$ ;  $h$  — срок службы кранов; принимается по нормативным документам и обычно составляет 15—25 лет.

Суммарное время работы механизма  $T$  за полный срок службы  $h$  (год), необходимое для расчета элементов на усталостную прочность и определения класса использования, ч:

$$T = 365k_г \cdot 24k_с k_ч \frac{ПВ}{100} h.$$



Классы нагружения механизма характеризуют эквивалентную нагрузку в соответствии с действующим спектром нагрузок.

Коэффициент нагружения

$$k = \Sigma \left( \frac{P_i}{P_{\max}} \right)^3 \frac{t_i}{\Sigma t_i},$$

где  $P_i$  — нагрузка (сила, момент), действующая на механизм в течение времени  $t_i$  за заданный срок службы;  $P_{\max}$  — наибольшая нагрузка, действующая на механизм в течение времени его работы;  $\Sigma t_i$  — суммарное время действия нагрузок на механизм за заданный срок службы.

В зависимости от сочетаний класса использования и класса нагружения устанавливается группа режима работы механизмов (табл. 9.7).

До введения ГОСТ 25835—83 режимы работы механизмов классифицировали по правилам Госгортехнадзора.

Примерное соответствие групп режимов работы по ГОСТ и правилам Госгортехнадзора:

ГОСТ	Правила Госгортехнадзора
1, 2, 3	Л
4	С
5	Т
6	ВТ

Режимы работы кранов установлены ГОСТ 25546—82 и в зависимости от условий использования подразделяются на восемь групп, определяемых классом использования (табл. 9.8) и классом нагружения (табл. 9.9).

Таблица 9.7. Группы режимов работы механизмов

Класс использования	Группа режима при классе нагружения			
	В1	В2	В3	В4
A0	1М	1М	1М	2М
A1	1М	1М	2М	3М
A2	1М	2М	3М	4М
A3	2М	3М	4М	5М
A4	3М	4М	5М	6М
A5	4М	5М	6М	—
A6	5М	6М	—	—

Примечание. Группы режима работы механизма подъема груза и подъема стрелы кранов, транспортирующих нагретый свыше 300 °С или расплавленный металл, шлак, ядовитые, взрывчатые вещества и другие опасные грузы, должны быть не менее 5 М, за исключением самоходных стреловых кранов, для которых группа режима работы должна быть не менее 3 М. Это требование не распространяется на механизмы вспомогательного подъема, если они не транспортируют опасные грузы.

Таблица 9.8. Классы использования кранов

Класс использования	Общее число циклов работы крана за срок службы	Класс использования	Общее число циклов работы крана за срок службы
C0	Менее $1,6 \cdot 10^4$	C5	$(2,5-5) \cdot 10^5$
C1	$(1,6-3,2) \cdot 10^4$	C6	$(5-10) \cdot 10^5$
C2	$(3,2-6,3) \cdot 10^4$	C7	$(1-2) \cdot 10^6$
C3	$(6,3-12,5) \cdot 10^4$	C8	$(2-4) \cdot 10^6$
C4	$(12,5-25) \cdot 10^4$	C9	Более $4 \cdot 10^6$

Таблица 9.9. Качественная характеристика классов нагружения кранов

Класс нагружения	Коэффициент нагрузки	Количество перерабатываемого груза
0 (весьма легкий)	0,063	Значительно меньше номинального
1 (легкий)	0,063-0,125	Меньше номинального
2 (средний)	0,125-0,25	Средней массы
3 (тяжелый)	0,25-0,5	Большой массы
4 (весьма тяжелый)	0,5-1	Близкое к номинальному

Класс использования крана характеризуется числом циклов работы за все время эксплуатации, класс нагружения отражает влияние воспринимаемых нагрузок и количественно характеризуется коэффициентом нагрузки

$$k_p = \Sigma \left( \frac{Q_i}{Q_{\text{ном}}} \right)^3 \frac{c_i}{c_T}$$

где  $Q_{\text{ном}}$  — номинальная грузоподъемность;  $c_i$  — число циклов работы крана за срок его службы с грузами  $Q_i$ ;  $c_T$  — общее число циклов работы крана за срок службы;  $c_T = \Sigma c_i$ .

При использовании грузозахватных устройств для транспортировки грузов (например, грейфер, электромагнит, спредер и др.) их собственная масса учитывается при расчете значений  $Q_i$  и  $Q_{\text{ном}}$ .

Группа режима работы крана определяется классом использования и классом нагружения (табл. 9.10).

Таблица 9.10. Группы режима работы кранов

Класс нагружения	Группа режима при классе использования									
	C0	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9
0	—	—	1К	1К	2К	3К	4К	5К	6К	7К
1	—	1К	1К	2К	3К	4К	5К	6К	7К	8К
2	1К	1К	2К	3К	4К	5К	6К	7К	8К	8К
3	1К	2К	3К	4К	5К	6К	7К	8К	8К	—
4	2К	3К	4К	5К	6К	7К	8К	8К	—	—

При транспортировке расплавленного металла, шлака, ядовитых и взрывчатых веществ и других опасных грузов группа режима работы крана должна приниматься не менее 6 К, за исключением стреловых самоходных кранов, для которых группа режима работы при транспортировке опасных грузов должна быть не менее 3 К.

## 9.6. Расчетные нагрузки и допускаемые напряжения

Различают нагрузки, действующие на металлоконструкции и на механизмы. Нагрузки возникают под действием преимущественно трех сил: веса, инерции, ветра. Весовые нагрузки зависят от номинальной грузоподъемности. Для большинства стреловых кранов грузоподъемность меняется от размера вылета, подчиняясь закону постоянства грузового момента.

Весовая нагрузка конструкции сосредоточивается в характерных узловых точках рассчитываемого объекта (детали, узла или машины в целом). В проектных расчетах весовые нагрузки применяются по аналогии с существующими конструкциями. Для большинства машин составлены зависимости массы крана от основных параметров, например, для самоходных стреловых кранов — в зависимости от грузоподъемности (табл. 9.11).

При работе на открытом воздухе в соответствующих районах учитывается нагрузка от снега.

Инерционные нагрузки определяют при поступательном и вращательном движениях груза, машин и их элементов. Для их расчета требуется знать массу  $m$ , момент инерции  $I$ , линейные  $j$  и угловые  $\epsilon$  ускорения:  $P_{ин} = mj$ ;  $M_{ин} = I\epsilon$ .

При неустановившемся движении (разгоне или торможении) действуют следующие нагрузки:

вертикальная на груз

$$P_{ин гр}^в = (Q + q)V_{в}/t;$$

горизонтальная на груз

$$P_{ин гр}^г = (Q + q)V_{г}/t;$$

Таблица 9.11. Собственная масса крана, т

Тип крана	Грузоподъемность, т	
	1-10	16-100
Гусеничный	1,8Q(±5%)	1Q(±10%)
Пневмоколесный	1,8Q(±5%)	(0,75Q + 8)(±10%)
Автомобильный	1,7Q(±10%)	(0,64Q + 13)(±20%)

горизонтальная на кран

$$P_{ин кр}^г = GV_{г}/t;$$

касательная на кран при вращении

$$P_{ин кас} = m_i \frac{\pi n_{вр}}{30 t_{вр}} R_i$$

Центробежная сила установившегося движения поворотной части крана

$$P_{ин кр}^ц = m_i \frac{\pi^2 n_{вр}^2}{900} R_i$$

В приведенных выше формулах:

$Q$  и  $q$  — масса соответственно груза и подвески с грузозахватным устройством;

$G$  — масса крана;

$m_i$  — масса вращающихся частей при соответствующих радиусах  $R_i$ ;

$V$  и  $t$  — скорость и время разгона или торможения соответствующих механизмов;

$n_{вр}$  и  $t_{вр}$  — частота вращения поворотной части (об/мин) и время разгона при вращении.

Ветровые нагрузки учитывают на грузоподъемных машинах, работающих вне помещений на открытом воздухе. На большинстве кранов разрешается работа до определенного предельного давления ветра. Давление ветра на кран рассчитывают в нерабочем состоянии в условиях шторма, бури или урагана.

Современные методы расчета давления ветра на объект основываются на аэродинамике, т. е. учете кинетической энергии движущегося воздуха (скоростного напора), определяющей наибольшее давление в движущемся с некоторой скоростью воздушном потоке, которое может получиться в точках, где скорость обращается в нуль.

Согласно ГОСТ 1451—77 "Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая. Нормы и метод определения" ветровая нагрузка разделяется на ветровую нагрузку рабочего состояния (при действии этой нагрузки кран должен нормально работать) и на нагрузку нерабочего состояния. Нагрузка рабочего состояния учитывается при расчете металлоконструкций, механизмов, тормозов, мощности двигателя, собственной и грузовой устойчивости кранов. За ветровую нагрузку в рабочем состоянии принимают предельную ветровую нагрузку, при которой обеспечивается нормальная эксплуатация крана с номинальным грузом. Предельная ветровая нагрузка нерабочего состояния учитывается при расчете металлоконструкций, механизмов поворота и передви-

жения, изменения вылета стрелы, осей, валов, противоугольных устройств.

Ветровую нагрузку на кран определяют как сумму статической и динамической составляющих. Статическая составляющая, соответствующая установившейся скорости ветра, учитывается во всех случаях. Динамическая составляющая, вызываемая изменением скорости ветра, учитывается при расчете на прочность металлических конструкций и проверке устойчивости крана. Для башенных кранов значения динамической составляющей определяются в соответствии с ГОСТ 13994—81, а в остальных случаях — нормами проектирования.

Статическая составляющая  $F$  ветровой нагрузки

$$F = pA,$$

где  $p$  — распределенная ветровая нагрузка на элемент конструкции или груза площадью  $A$  в данной зоне высоты.

Распределенная ветровая нагрузка

$$p = qkcn,$$

где  $q$  — динамическое давление ветра на высоте до 10 м над поверхностью земли;  $q = \rho V^2/2$ ;  $\rho$  — плотность воздуха;  $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$ ;  $V$  — скорость ветра (принимается направленной параллельно поверхности земли);  $k$  — коэффициент, учитывающий изменение динамического давления в зависимости от высоты расположения элемента над поверхностью земли;  $k = (1-3,1)$ ;  $c$  — коэффициент аэродинамической силы (лобового сопротивления); принимается в зависимости от конструкции элементов крана, размеров элементов, проницаемости (ГОСТ 1451—77);  $c = (0,6-2,8)$ ;  $n$  — коэффициент перегрузки.

Динамическое давление  $q$  на высоте 10 м над поверхностью земли для нерабочего состояния крана принимается в зависимости от района России (ГОСТ 1451—77). Вся территория России разделена на семь районов, где принято давление 270, 350, 550, 700, 850, 1000 Па. Если район установки крана точно неизвестен, динамическое давление допускается принимать равным 450 Па, что соответствует третьему району.

При расчете механизмов грузоподъемных машин и их элементов необходимо учитывать все возникающие в процессе работы нагрузки, возможные сочетания нагрузок и по ним проводить расчет на прочность и сопротивление усталости. Для грузоподъемных машин возможные комбинации расчетных нагрузок подразделяются на три расчетных случая.

В I расчетном случае нормальная нагрузка рабочего состояния учитывает номинальный вес груза, грузозахватного устройства, конструкции, ветровые нагрузки рабочего состояния машины, динамические нагрузки при пуске и торможении при номинальных условиях эксплуатации крана и нормальном состоянии подкрановых путей. Для этого расчетного случая основным видом расчета металлических

конструкций и деталей механизмов является расчет на устойчивость (эквивалентную нагрузку), а также на износ, долговечность, нагрев. При расчете на усталостную прочность исходят из требования обеспечения надежной работы всех элементов крана без их ремонта и замены на требуемый ресурс (исключая быстроизнашиваемые сменные детали механизмов, гидрооборудования — канаты, тормозные накладки, щетки двигателей и др.).

Во II расчетном случае максимальная рабочая нагрузка учитывает нагрузки от веса конструкции, номинального веса груза и грузозахватного приспособления, а также максимальные динамические нагрузки, возникающие при резких пусках, экстренном торможении, внезапном включении или выключении тока, предельные ветровые нагрузки рабочего состояния машины. Расчет ведется по максимальным нагрузкам на прочность с обеспечением заданного запаса в зависимости от назначения и группы режима работы крана или механизма. По этому расчетному случаю проверяют грузовую устойчивость крана.

В III расчетном случае в нерабочем состоянии машины на открытом воздухе при отсутствии груза и неподвижных механизмах на машину, кроме собственного веса, действует предельная ветровая нагрузка, а иногда нагрузки от снега, обледенения или температурные воздействия. В этом случае осуществляют расчет на прочность металлических конструкций, деталей противоугольных устройств, тормозных устройств, тележек, механизмов изменения вылета стрелы, поворота, опорно-ходовых устройств. Сочетания нагрузок даны в табл. 9.12.

Размеры сечений рассчитываемых конструкций выбирают по лимитирующему прочностью расчетному случаю воздействия нагрузок.

Детали на усталость рассчитывают по эквивалентным нагрузкам, т. е. таким нагрузкам стационарного режима, которые вызывают ту же степень усталостного повреждения детали в течение рассматриваемого срока службы, как и фактически действующая нагрузка нестационарного режима. Эквивалентная нагрузка определяется по графикам загрузки механизма во времени, построенным с учетом действующего режима работы. При отсутствии графиков действительной загрузки механизмов можно пользоваться усредненными графиками использования механизмов по грузоподъемности, построенными на основе обобщения опыта эксплуатации различных грузоподъемных машин (рис. 9.11). Графики построены в системе координат нагрузка—время для четырех регламентированных классов нагружения.

В подъемно-транспортном машиностроении при расчете механизмов применяют дифференцированный метод определения допускаемых напряжений: на каждую деталь в зависимости от степени ее ответственности и режима работы в конкретных условиях ее использования устанавливают соответствующий коэффициент запаса прочности.

Таблица 9.12. Расчетные нагрузки

Нагрузка	Расчетный случай		
	I	II	III
Вес номинального груза	+	+	-
Вес машины	+	+	+
Вес снега, в том числе обледеневшего	-	+	+
Силы инерции	+	+	-
Ветровая нагрузка:			
рабочего состояния	+	+	-
нерабочего состояния	-	-	+

При назначении коэффициентов, обеспечивающих в совокупности общий запас прочности, учитываются условия безопасности людей, сохранность груза и оборудования, неразрушаемость машины. На элементы машин, повреждения которых могут вызвать падение груза, опрокидывание крана и другие аварийные ситуации, назначают повышенные запасы прочности. При назначении запасов прочности учитывают специфику работы механизма и машины в условиях повторно-кратковременных режимов с большими числами переключений.

Прочность элементов машин

$$[\sigma] = \sigma_{пр} / n \leq \sigma,$$

где  $[\sigma]$  — допускаемое напряжение;  $\sigma_{пр}$  — предельное напряжение материала при данном напряженном состоянии;  $n$  — коэффициент запаса прочности, принимающий значение  $n_I$  или  $n_{III}$  (табл. 9.13) в зависимости от расчетного случая;  $\sigma$  — действующее напряжение, определяемое с учетом динамических нагрузок, но без учета концентрации напряжений.

При расчете элементов из пластических материалов  $\sigma_{пр} = \sigma_T$ , из хрупких материалов  $\sigma_{пр} = \sigma_B$ , где  $\sigma_T$  — предел текучести,  $\sigma_B$  — предел прочности.

Сопротивление усталости

$$[\sigma_{Rk}] = \sigma_{Rk} / n_1 \geq \sigma_1,$$

где  $\sigma_{Rk}$  — предел усталости при данном коэффициенте асимметрии цикла и эффективном коэффициенте концентрации  $k$ ;  $[\sigma_{Rk}]$  — допускаемое напряжение;  $n_1$  — коэффициент запаса усталости (см. табл. 9.13).

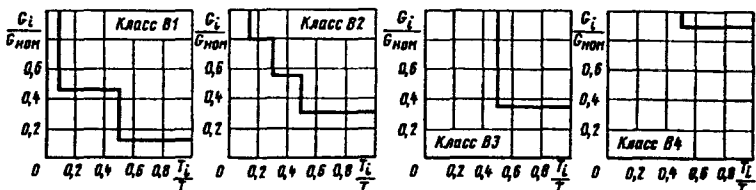


Рис. 9.11. Типовые графики нагружения механизмов подъема

Таблица 9.13. Коэффициенты запаса для элементов механизмов и металлоконструкций

Расчетываемые элементы	Расчетный случай		
	I	II	III
Стальные металлоконструкции	1,4	1,4	1,3
То же, при транспортировке жидкого металла	1,7	1,7	1,3
Алюминиевые металлоконструкции	1,6	1,6	1,5
Механизмы подъема груза, изменения вылета, ходовые и опорные части, противотонные устройства, грузозахватные устройства, тормоза	1,6/1,8*	1,6/1,8	1,4/1,6
Механизмы передвижения и поворота	1,4/1,6	1,4/1,6	—

\*В числителе значения относятся к элементам из проката и поковок, в знаменателе — из стальных отливок.

Если число циклов перенапряжений  $\sum Z_i (\sigma_i > \sigma_{Rk})$ , которое испытывает деталь за расчетный срок службы, меньше или равно базе испытаний  $N_0$ , соответствующей пределу усталости  $\sigma_{Rk}$ , расчет проводят по ограниченному пределу усталости

$$\sigma_{Rk_0} = \sigma_{Rk} \sqrt[m]{N_0 / \sum Z_i},$$

где  $m$  — показатель степени кривой усталости, зависящий от вида напряженного состояния.

В общем случае коэффициент запаса  $n = 1 + a_1 + a_2 + a_3$ . Слагаемое  $a_1$  учитывает влияние отказа рассчитываемого элемента на работу машины, безопасность крановщика и людей, находящихся в зоне работы машины;  $a_2$  — возможную неоднородность материала, т. е. влияние внутренних дефектов материала и отклонение действительных размеров элемента от номинальных;  $a_3$  учитывает погрешности расчета. Для деталей, изготовленных литьем,  $a_2$  имеет большее значение, чем для деталей, изготовленных из проката или поковок.

Методы расчета и значения коэффициентов запаса прочности и усталости особо ответственных механизмов регламентированы правилами Госгортехнадзора.

## 10.1. Системы автоматизированного проектирования

Системы автоматизированного проектирования (САПР) относятся к техническим системам, создаваемым для автоматизации труда конструкторов и проектировщиков в различных областях техники. Одну из наиболее сложных задач решают САПР машиностроительных изделий.

Создание новых образцов техники требует прохождения нескольких стадий, включая выполнение научных исследований, проектирование, изготовление и испытание созданных образцов. Сложно представить себе САПР, одновременно решающую все эти задачи на одной методологической, программной и технической базе. Поэтому САПР различных типов машиностроительных изделий интегрируются из отдельных систем: САПР инженерного труда (САИТ), автоматизированные системы конструирования (САПР-К), автоматизированные системы подготовки производства (АСТПП). В зарубежной литературе эти три составляющие принято называть CAE/CAD/CAM (Computer Aided Engineering/Design/Machinery).

Система CAE или САИТ предназначена для создания облика проектируемого изделия, математического моделирования и расчета задач кинематики, динамики и прочности, оптимизации его параметров. Яркими представителями подобных САПР являются системы Pro-Engineering, программно-взаимосвязанные пакеты NASTRAN-ADAMS. Особое место в пакетах автоматизации инженерного труда занимают программы планирования, проведения и обработки результатов автоматизированного эксперимента.

Система CAD предназначена для получения рабочих чертежей проектируемого объекта. На сегодняшний день на первый план вышел универсальный программный продукт фирмы Autodesk AutoCAD. Одним из главных преимуществ пакета является открытый характер системы, что позволяет адаптировать его к задачам проектирования в разных областях техники. В машиностроении на базе AutoCAD создано достаточно много специализированных приложений для проектирования деталей машин и оборудования. По существу AutoCAD является операционной оболочкой, в рамках которой воз-

можно создание двухмерных чертежей для разнообразных технических приложений. Последние версии AutoCAD позволяют работать и с достаточно сложными трехмерными моделями.

Система САМ связана непосредственно с разработкой технологических процессов изготовления машиностроительных изделий, включая разработку маршрутных и операционных карт, выдачу программ для станков с числовым программным управлением (ЧПУ) и обрабатывающих центров.

В зависимости от системы организации создания новых образцов техники рассмотренные подсистемы могут использоваться как автономные САПР, либо интегрироваться в единые системы.

Разработка САПР в машиностроении требует:

анализа процессов проектирования на базе методов оптимизации; математического моделирования, создания систем искусственного интеллекта; создания программных комплексов для решения задач проектирования; создания проектов САПР, включая выбор и адаптацию программных и технических средств, разработку операционных сред САПР. Решение этих задач для определенных видов техники может быть осуществлено в результате совместной работы системных аналитиков (специалистов по САПР), системных и прикладных программистов, конструкторов и технологов, связанных с созданием определенных видов техники. Безусловно, что уровень создаваемых САПР, количество и содержание задач, решаемых разработчиками напрямую связано с уровнем создаваемой продукции, ее стоимостью и серийностью изготовления. Наиболее мощные программные комплексы создаются в авиастроении, автомобилестроении, тяжелом машиностроении. В других отраслях промышленности создаваемые комплексы САПР могут иметь более простую структуру, базироваться на покупных операционных системах и оболочках. Однако общая методология разработки САПР остается неизменной и применяется в процессе создания любых САПР машиностроительной продукции.

**Проектирование и автоматизация.** Автоматизация любого процесса в технике в значительной степени определяется внутренней структурой самого процесса, возможностью его адаптации к автоматизированной технологии. Поскольку автоматизация проектирования базируется на применении цифровой вычислительной техники, возможность автоматизации определяется прежде всего возможностью алгоритмизации процесса проектирования и создания его модели. С этой точки зрения процесс проектирования (рис. 10.1) безусловно имеет структуру, хорошо приспособленную к задаче автоматизации, о чем свидетельствует итерационность и цикличность процесса проектирования. Однако автоматизация проектирования — не самоцель и не сводится к передаче ЭВМ функций выполнения расчетов и графической документации. В этом случае достаточно высокие затраты на автоматизацию проектирования оказались бы далеко не всегда оправ-

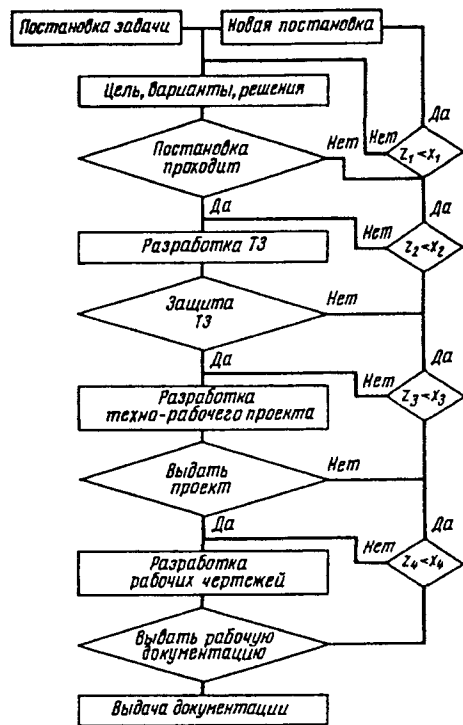


Рис. 10.1. Схема процесса проектирования:  
 $z$  — число допустимых итераций;  $x$  — число итераций;  
 ТЗ — техническое задание

данными. В соответствии с известным в теории управления "принципом новых задач" перед создаваемой САПР должны быть поставлены задачи, которые не могли быть разрешены в рамках старой технологии проектирования:

увеличение объема и улучшение качества обработки информации;

математическое моделирование процесса функционирования технической системы, в том числе широкое применение имитационного моделирования для сложных систем, процесс функционирования которых трудно поддается математическому описанию, оптимизация на всех уровнях проектирования;

создание интегрированных САПР, включающих разработку технологии изготовления и технического обслуживания в эксплуатации.

В зависимости от того, берет на себя новая система проектирования комплекс новых задач или нет, можно говорить либо об автоматизации существующей системы проектирования, либо о создании новой системы. Успешная постановка и решение новых задач в значительной степени определяются тем, насколько четко разделены задачи проектирования на разных этапах, определено параметрическое пространство и ограничения для каждой задачи, определены критерии качества и целевые функции проектирования, разработана структура и установлены функциональные связи между уровнями. В рамках системного подхода в этом смысле целесообразно рассматривать следующие этапы проектирования:

- внешнее проектирование;
- внутреннее проектирование;
- проектирование технологических процессов изготовления;
- планирование заводских, полигонных и эксплуатационных испытаний;

проектирование системы технического обслуживания.

Первый этап — внешнее проектирование или макропроектирование — включает в себя разработку производственно-технологических требований, технических предложений и технического задания на проектирование создаваемой системы. Качество разработки выходного документа внешнего проектирования — технического задания на проектирование технической системы — во многом определяет время и структуру жизненного цикла технической системы (ТС), ее технико-экономическую эффективность. Ошибки в определении технико-экономических параметров на стадии технического задания приведут либо к большому числу модернизаций, либо к быстрому моральному старению эксплуатируемой системы. Качество технического задания, в свою очередь, определяется объемом и уровнем научно-исследовательской проработки параметров создаваемой ТС. Как правило, наиболее серьезные ошибки в данном случае связаны с недостаточным знанием условий и характера взаимодействия создаваемой ТС с другими участниками технологического процесса, климатических и других внешних факторов, некорректной оценкой конкурентоспособности на рынке. САПР на стадии внешнего проектирования должна решить следующие задачи: формирование облика технической системы и разработка конструктивной схемы; определение оптимальных технико-экономических параметров технической системы.

Второй этап, называемый внутренним проектированием, включает в себя разработку технического и рабочих проектов системы, удовлетворяющих требованиям технического задания. На этой стадии определяется внутренняя структура технической системы, разрабатываются альтернативные технические решения ее подсистем и узлов, их конструкция и параметры. В соответствии с ГОСТ 22487—77 стадия внутреннего проектирования связывает научные исследования, на основании которых было выполнено техническое задание на проектирование ТС, с практической реализацией в виде проектной документации, достаточной для изготовления системы. При создании сложных технических систем на этом этапе выполняются научно-исследовательские (НИР) и опытно-конструкторские работы (ОКР), связанные с проработкой альтернативных вариантов отдельных подсистем, проводятся стендовые испытания приближенных физических моделей приводов и макетов систем управления. САПР на этапе внутреннего проектирования должны выполнять значительные объемные и многоплановые задачи. Переход на методологию САПР по существу принципиально изменяет технологию внутреннего проектирования. Перед системой автоматизированного проектирования ставятся следующие задачи:

- разработка альтернативных вариантов подсистем и выбор наилучшего;
- оптимизация параметров подсистем технической системы;

имитационное моделирование технической системы или отдельных ее подсистем;

изготовление технической документации проекта технической системы методами машинной графики;

планирование процесса проектирования.

Решение задач внутреннего проектирования требует полного технического переоснащения процесса проектирования. Комплекс технических средств предполагает: ввод информации, создание и манипулирование графическими объектами, редактирование текстовых и графических объектов, получение твердых копий с автоматизированного рабочего места конструктора (АРМ). Одним из главных преимуществ, которое должна давать САПР на стадии внутреннего проектирования, является, с одной стороны, обеспечение реальной возможности многовариантного альтернативного проектирования с выбором оптимального варианта (по соответствующей формализованной процедуре), а с другой стороны, использование широких возможностей имитационного моделирования с целью резкого сокращения времени испытаний опытного образца. Причем это возможно не только при моделировании специализированных роботов, выполняющих погрузочные операции, но и технологических роботов, имитация внешней среды которых может потребовать достаточно сложных математических моделей.

Третий этап создания технической системы связан с организацией, планированием и проведением заводских и полигонных испытаний опытного образца. Степень охвата работ этого этапа САПР может быть самой различной — от частичной, связанной с планированием испытаний и обработкой результатов, до полной при наличии полностью автоматизированного цикла испытаний. По результатам испытаний опытного образца технической системы проводится корректировка технической документации и подготовка ее к серийному производству. В этот период главным фактором, определяющим высокое качество изготовления ТС, является разработка технологической документации. В рамках САПР разработка технологической документации может вестись с различной глубиной проработки — от разработки рабочей документации на изготовление технологической оснастки до разработки маршрутных технологических карт и карт сборки на отдельные детали и узлы и разработки управляющих программ для станков с ЧПУ.

Следующим этапом проектирования в рамках интегрированной САПР должен быть этап создания эксплуатационной технической документации, включающей в себя: разработку оптимальной периодичности технического обслуживания, карт сборки и разборки узлов, карт смазки, алгоритмов технической диагностики отдельных подсистем ТС, технических условий эксплуатации, расчет потребного количества запасных частей; разработку схем транспортировки и погрузки

на подвижной состав. Задачи разработки эксплуатационной технической документации в отечественной практике не ставились в рамках САПР, хотя хорошо известно, что сравнительно более высокая надежность и долговечность зарубежной техники определяется не только и не столько высоким качеством изготовления, сколько тщательной разработкой эксплуатационной технической документации и организацией высокоэффективной системы технического обслуживания.

Рассмотренные задачи на разных этапах жизнедеятельности технической системы могут решаться на основе локальных САПР, создаваемых в разных организациях, занятых проектированием, изготовлением и эксплуатацией технических систем. Однако совершенно ясно, что качественный перелом в создании конкурентоспособных технических систем возможен только на основе создания интегрированных САПР, решающих рассмотренные задачи как единую комплексную проблему. Создание подобных САПР требует принципиального изменения организации проектирования машиностроительных изделий в конструкторских бюро и проектных организациях, характера внешних связей с заводами-изготовителями и заказчиками машиностроительной продукции.

Новые информационные технологии и автоматизация проектирования. При разработке САПР ТС необходимо учитывать, что эффективность САПР в значительной степени определяется ее информационной структурой, так как переход на автоматизированное проектирование — это качественный переход на новую информационную технологию. С информационной точки зрения проектирование есть процесс преобразования входной информации об объекте проектирования, состоящей из знаний в рассматриваемой области, опыта проектирования объектов аналогичного назначения в выходную информацию в виде проектно-конструкторской и технологической документации.

Следует иметь в виду, что автоматизированная технология проектирования не приходит на "пустое место". В каждой из отраслей машиностроения, строительстве и других областях накоплен громадный опыт проектирования технических систем. Существуют конкретные технологии проектирования, иногда сильно различающиеся, существуют в том или другом виде системы информационного обеспечения процесса проектирования, включая взаимодействие между участниками процесса проектирования. Поэтому процесс разработки и внедрения САПР всегда связан с проблемой адаптации к существующей технологии проектирования. Безусловно структура сложившихся технологических процессов проектирования во многих отношениях зависит от сложности создаваемой технической системы. Наиболее сложные объекты авиационного и тяжелого транспортного машиностроения создаются большими коллективами проектировщиков, и технология проектирования в этом случае имеет достаточно сложную

иерархическую систему. Проектно-конструкторские организации МПС России и корпорации "Трансстрой" имеют значительно более сжатые структуры, в которых проектирование технической системы может быть локализовано в небольших конструкторских коллективах (отдел, бригада), выполняющих разработку всех подсистем создаваемой ТС.

Естественно, что сложность проектируемого объекта в конечном счете и определяет информационную структуру технологии проектирования. С этой точки зрения можно рассматривать достаточно простую структуру, состоящую из локальных САПР, имеющих замкнутое информационное обеспечение, созданное при его разработке. САПР этого типа относятся к системам, выполненным "под ключ", обладают жесткой структурой и не предполагают вмешательство пользователя. Работа происходит в пакетном или диалоговом режиме и не допускает внесения изменений в систему, в том числе в структуру ее информационной части. Организация процесса проектирования в этом случае базируется на автономных АРМ. Каждое рабочее место обеспечивается системным и прикладным программным обеспечением в соответствии со спецификой решаемой задачи (проектирование гидроприводов, кинематический, динамический и прочностной расчет манипуляторов, проектирование электроприводов, машиностроительных узлов, двигателей, электронных схем и т.д.). Необходимая, зависящая от смежников информация вводится непосредственно с пульта или с различных носителей. Такая технология на самом деле копирует традиционный процесс проектирования (автоматизацию существующей системы проектирования), расширяя возможности конструкторов, но не изменяя процесса принципиальным образом, т. е. по существу не является САПР, а лишь содержит ее некоторые элементы.

Более сложная технология связана с понятием локальной сети, в которой базы данных, аккумулирующие информацию на АРМ, объединяются с базой данных центральной ЭВМ (сервер). В этом случае проектировщик со своего рабочего места может запросить информацию через сервер с любого рабочего места, что при решении проблемы обмена графической информацией позволяет практически перейти на качественно новый уровень проектирования. Как правило, такие системы в силу значительно больших возможностей позволяют сделать их открытыми, позволяющими пользователю непосредственно вмешиваться в программное обеспечение как с точки зрения модификации информационного обеспечения, так и изменений в прикладных программах. Такие САПР относятся к "гибким системам".

На основе гибких САПР могут создаваться интегрированные САПР, решающие как проектные, так и технологические и экономические задачи. Наиболее мощной информационной структурой располагает автоматизированная технология проектирования "на один стол", при которой несколько локальных сетей объединяются в одну

сеть под управлением суперЭВМ (mainframe). Технология работы "на один стол" позволяет нескольким конструкторским коллективам разрабатывать сложные технические системы с практически мгновенным информационным обменом между конструкторами, разрабатывающими различные подсистемы. К таким системам относится международная компьютерная сеть фирмы "Форд" [91]. При организации производства автомобилей фирма широко использует интегрированную автоматизированную систему проектирования и технологической подготовки производства САПР-АСТПП. Линии связи позволяют конструкторам в Дантоне (Великобритания) и Кельне (Германия) получать доступ к ресурсам головной фирмы "Форд" в Диборне (США). Инженер в Дантоне, разработавший деталь, может передать ее по сети своим коллегам в Кельне. Можно также обмениваться проектной информацией между европейскими центрами, фирмами в США и филиалами в других частях света. Международная компьютерная сеть представляет возможность всем специалистам фирмы "Форд" работать "за одним столом".

Структура систем автоматизированного проектирования. Системы автоматизированного проектирования предполагают наличие в своей структуре двух обязательных составляющих: программное обеспечение и комплекс технических средств (рис. 10.2). Программное обеспечение САПР (рис. 10.3) включает в себя системное программное и прикладное программное обеспечение. Системное программное обеспечение реализуется либо в виде операционных систем, обла-

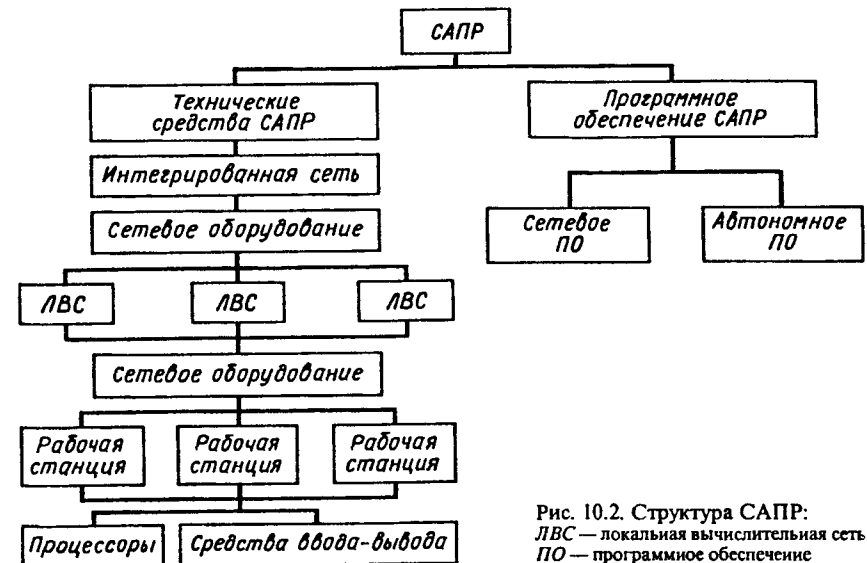


Рис. 10.2. Структура САПР:  
ЛВС — локальная вычислительная сеть;  
ПО — программное обеспечение



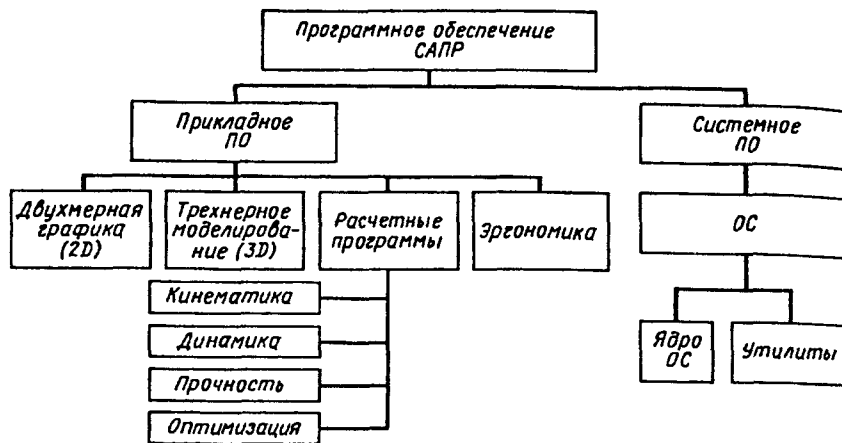


Рис. 10.3. Структура программного обеспечения САПР

дающих достаточно универсальными характеристиками, позволяющими работать с широким кругом приложений, либо специализированными операционными системами или операционными оболочками. Операционная система (ОС) является важнейшей составной частью САПР. Назначение ОС состоит в управлении и организации компьютерных операций, выполняемых системой САПР. Операционная система разделяется на две части и включает в себя основную часть — ядро и набор периферийных программ, называемых утилитами. Ядро ОС обычно выполняет следующие функции:

- организация пространства памяти на аппаратных устройствах (жесткие и гибкие диски, магнитные ленты) в структурные единицы для хранения и восстановления информации — файлы. При использовании дисков ядро ОС называется дисковой операционной системой (ДОС);

- осуществление поиска существующих файлов и утилит;

- управление одновременным выполнением различных программ и обеспечение связи между программами (если ОС поддерживает такой режим);

- управление внешней периферией.

Утилиты ОС являются необязательными программами, которые поставляются с ядром ОС для выполнения особых задач, например, для системы САПР. Эти программы могут обеспечивать операции экранного меню, работу со специальными графическими файлами и т.д. В зависимости от конфигурации комплекса технических средств САПР используются либо автономные ОС (DOS, WINDOWS 95 и др.), либо сетевые ОС (NetWare, Windows NT, LAN Server, Advanced Server и др.).

Прикладное программное обеспечение представляет собой пакет прикладных программ, реализуемый на языке высокого уровня. Пакеты прикладного обеспечения решают прикладные задачи САПР. Большинство таких пакетов пишется на таких компилируемых языках, как Фортран, Паскаль. В то же время все большее распространение получают пакеты, написанные на СИ. Значительные собственные графические возможности и способность доступа к таким графическим пакетам, как Автокад, делают его все более популярным в среде программистов САПР. Типичное прикладное программное обеспечение для САПР состоит из следующих пакетов:

- двухмерного черчения. Эти пакеты обеспечивают средства для выполнения двухмерного чертежа;

- трехмерного моделирования, позволяющих обеспечивать создание и манипулирование трехмерными объектами различной сложности от проволочных моделей до твердотельных;

- содержащих расчетные программы, включая кинематические расчеты (прямая и обратная задачи кинематики робота), расчеты динамических моделей, прочностные расчеты на базе метода конечных элементов (МКЭ);

- эргономического анализа;

- решения оптимизационных задач, в том числе задач многокритериальной оптимизации.

Необходимыми структурными компонентами программного обеспечения любой САПР являются базы данных. База данных (БД) — это набор файлов, содержащих данные. Эффективное управление данными является одним из основополагающих аспектов процесса автоматизированного проектирования. Управление данными осуществляется системами управления базами данных (СУБД). СУБД — это пакет программ, обеспечивающих запоминание, сортировку, поиск, объединение, структуризацию информации. В зависимости от характера информации (текстовая, таблицы, графическая) СУБД строятся на различных принципах и, как правило, имеют внутренний язык программирования, позволяющий разработчику САПР достаточно гибко управлять данными, в том числе обеспечивая компоновку разнородных типов данных. Перечисленные выше компоненты программного обеспечения САПР могут быть организованы различным образом. Однако говорить о САПР, как о системе, можно только тогда, когда в программном обеспечении появляется управляющая программа, обеспечивающая взаимодействие всех программных модулей системы. В простейших случаях автоматизации процесса проектирования взаимодействие между программами может быть обеспечено с помощью стандартных ОС WINDOWS, WINDOWS NT с дополнительно написанными утилитами.

Однако создание современных САПР предполагает наличие расширенной управляющей программы, выполняющей роль специализированной операционной среды. Основными функциями операционной среды САПР становятся: управление процессом проектирования, интеграция программного обеспечения, интерфейса с пользователями САПР, автоматизация процесса разработки программного обеспечения САПР.

Таким образом, структура программного обеспечения современной САПР включает в себя (рис. 10.4) [58]: пользовательский интерфейс, содержащий текстовой и графический редакторы с поддержкой системами многооконного интерфейса;

подсистему управления проектом САПР, выполняющую функции слежения за состоянием проекта, координацию и синхронизацию параллельно выполняемых процедур различными исполнителями;

подсистему управления методологией проектирования, представленную в виде базы знаний. В базе знаний содержатся сведения о предметной области, известные иерархические структуры создаваемых объектов (например, в виде И-ИЛИ дерева), а также заносятся вновь создаваемые структуры. Здесь находятся возможные маршруты проектирования. Под маршрутом проектирования понимается последовательность проектных работ с указанием прикладных программ, подключаемых в отдельных узлах маршрута. Например, расчет кинематики, динамики и прочности манипулятора робота с использованием пакетов ARIES-NASTRAN-ADAMS предполагает создание твердотельной модели объекта в пакете ARIES. Параметры полученной модели передаются в пакет ADAMS, где производится кинематичес-

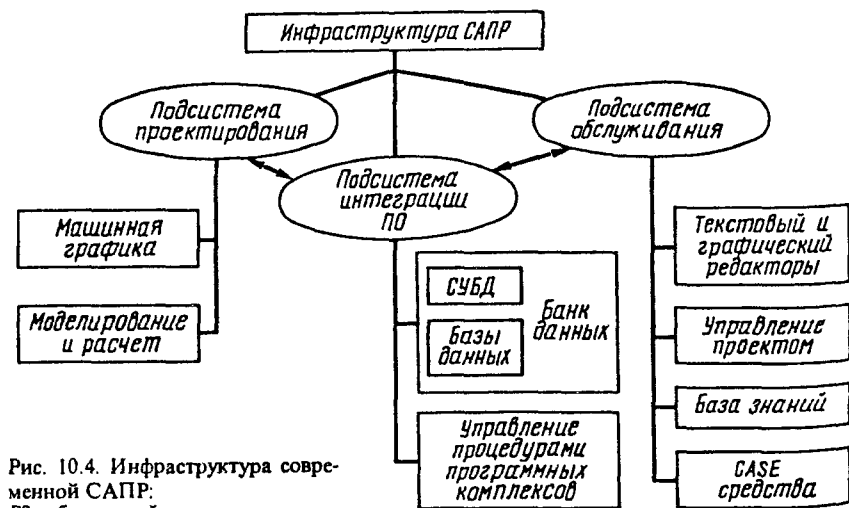


Рис. 10.4. Инфраструктура современной САПР.  
БЗ — база знаний

кий и динамический расчет модели. Затем модель передается в пакет NASTRAN, где создается конечно-элементная модель объекта и производится прочностной расчет методом конечных элементов. Наличие мощной трехмерной графики во всех трех пакетах позволяет конструктору наблюдать поведение объекта во всем объеме параметрического пространства;

обучающую систему для подготовки пользователей САПР;

подсистему интеграции программного обеспечения, предназначенную для организации взаимодействия программ в маршрутах проектирования. Она состоит из ядра, отвечающего за интерфейс на уровне подсистем и менеджеров процедур, согласующих конкретные программно-методические комплексы со средой программирования;

банк данных, состоящий из баз данных, систем управления базами данных и системами, предназначенными для информационного обеспечения проектирования. Кроме решения проблем, присущих базам данных, современные базы данных решают одну из наиболее сложных проблем при создании САПР — проблему межпрограммного интерфейса программ (в основном передачи данных) с различным внутримашинным представлением объекта. Наиболее эффективно эта проблема сегодня решается с помощью баз данных;

CASE-подсистему, предназначенную для разработки и сопровождения программного обеспечения САПР. CASE-технология разработки ПО предполагает наличие соответствующих инструментальных средств для разработки структурных схем алгоритмов, "экранов" для взаимодействия с пользователем в диалоговом режиме, средства для проектирования баз данных, отладки программ, документирования и сохранения истории проектирования; названные системы выполняют обслуживающие функции и как обслуживающие модули могут входить в различные программные продукты и языковые средства. В современных САПР их объединяют в операционных средах;

подсистему машинной графики и геометрического моделирования, являющуюся одной из основных подсистем САПР в машиностроении, так как на основе синтеза изображений и интерактивных преобразований графической информации выполняется наибольшая часть работ по конструированию машиностроительных изделий. Графическое моделирование манипуляторов роботов позволяет наиболее простым и эффективным способом решить задачи, связанные с проектированием зоны обслуживания, расчета траектории движения схвата и разработки системы управления. В подсистему входят средства подготовки чертежной документации, синтеза конструкций, преобразования геометрических форм, метрических расчетов.

Комплекс технических средств САПР. Комплекс технических средств (КТС) САПР представляет собой совокупность технических средств, среди которых можно выделить несколько групп устройств: программной обработки данных; подготовки и ввода данных; вывода,

документирования данных и архива проектных решений; оперативно-го взаимодействия человека с ЭВМ; передачи данных.

Устройства программной обработки данных включают в себя ЭВМ (процессоры, оперативные и внешние запоминающие устройства), осуществляющие прием данных с устройств ввода или каналов связи, их обработку, накопление и выдачу на устройства отображения. Уровень и конфигурация технических средств САПР во многом определяется возможностями применяемых процессоров. Процессоры классифицируются по максимальной длине слова кода, который они могут обработать за командный цикл. Число битов в каждом слове определяет мощность компьютера. Различают 8-, 16-, 32-, 64-битовые слова. Перечислим основные классы процессоров и дадим краткую характеристику их возможностей:

8-разрядный (битовый) микрокомпьютер. Способен обрабатывать данные лишь двухмерной геометрии или простых аналитических расчетов;

16-разрядный микрокомпьютер. Может обрабатывать двухмерную и трехмерную геометрию средней сложности, решать некоторые задачи метода конечных элементов, но не годится для сложных приложений (твердотельное моделирование);

32-разрядные мини-компьютеры и микрокомпьютеры. Способны поддерживать сложное геометрическое программное обеспечение и обрабатывать большие массивы данных. Этот класс центральных процессоров пригоден для многопользовательских систем, работающих с несколькими рабочими станциями;

64-разрядные большие компьютеры (mainframe). Используются для обработки огромных массивов данных, одновременного выполнения множества задач и отдельных приложений программного обеспечения. Под их управлением находятся иногда сотни удаленных рабочих станций, которые функционируют и взаимодействуют в рамках мощной сети. Станции могут располагаться за тысячи километров на территории различных государств (САПР-АСТПП фирмы "Форд").

Наличие в КТС конкретной САПР процессора определенного класса определяется структурой технических средств и уровнем САПР. Коллективный характер процесса проектирования при любом уровне организации проектирования предопределяет необходимость программно-аппаратной поддержки взаимодействия участников этого процесса, если он организован в рамках САПР. Поэтому, с точки зрения уровня технических средств, процесс проектирования может быть отнесен к САПР. Рассматривая с этих позиций возможные структуры вычислительных средств, можно сделать вывод, что в наибольшей степени технологии САПР отвечает структура вычислительной сети.

Существуют несколько принципиальных схем вычислительных сетей, которые могут быть использованы и используются в САПР

(рис. 10.5): центральный процессор — терминалы — уровень центрального вычислительного комплекса, предназначенный для решения сложных в вычислительном отношении задач. Это модели конструкторского проектирования, имитационного моделирования сложных функциональных и принципиальных схем. Центральный вычислительный комплекс комплектуется преимущественно ЭВМ высокой производительности или многопроцессорным вычислительным комплексом. В крупных интегрированных САПР целесообразно применение суперЭВМ. В качестве центрального процессора применяются или макроЭВМ, или мини-ЭВМ. К центральному процессору через мультиплексор подключаются дисплеи (неинтеллектуальные терминалы). Такие многопользовательские системы имели широкое распространение на машинах типа ЕС ЭВМ (mainframe) или комплексах типа СМ-2, СМ-4 (minicomputer). До тех пор пока основу прикладного ПО САПР составляли расчеты с пакетной обработкой, такие структуры в определенной степени удовлетворяли пользователей. Интенсивное наращивание диалоговых программ и графических приложений в САПР вызвало серьезные трудности в реализации графического последовательного интерфейса и перегрузку коммуникаций, так как запросы от неинтеллектуальных терминалов к центральному про-

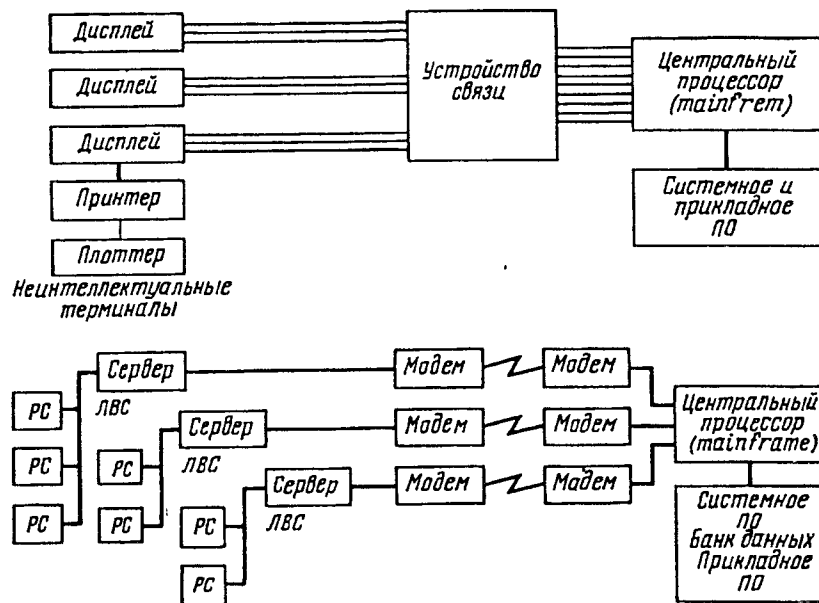


Рис. 10.5. Структуры сетей на базе центрального процессора: PC — рабочая станция

цессору резко увеличиваются (по сравнению с вычислительными задачами) при выполнении интерактивных процедур. Разрешение этой ситуации стало возможным за счет появления интеллектуальных терминалов на базе персональных компьютеров (ПЭВМ) и рабочих станций — АРМ (WS-workstation). Наличие интеллектуальных терминалов, обладающих собственными, довольно большими возможностями (зачастую превышающих возможности ЦП прежнего поколения), позволило переложить на них часть задач интерфейса и большую часть вычислений. Таким образом, появилась ЛВС на базе ПЭВМ (PS-server centric), работающих в технологии "файл-сервер". В этом случае сервер содержит общие для нескольких пользователей данные в БД, и решает задачи распределения периферии между пользователями. В качестве сервера может использоваться либо такая же по мощности ПЭВМ как и на терминалах, либо более мощная в случае большого объема данных в БД.

В ЛВС, работающей по технологии "файл-сервер", нагрузка на сеть определяется интенсивностью обращений к общей базе данных, хранящейся на сервере с интеллектуальных терминалов (клиентов). При наличии запросов с сервера пересылаются достаточно большие объемы данных, выборка из которых осуществляется клиентом после их получения. При достаточно большом числе клиентов, запрашивающих одни и те же файлы, возникают трудности в распределении вычислений между терминалами и сервером. В связи с этим вполне оправданной стала разработка технологии "клиент-сервер" в ЛВС. Система распределенных вычислений "клиент-сервер" (CSS-client server system) представляет собой ЛВС, в структуре как и ранее имеется сервер (серверы) и терминальные узлы — клиенты. В отдельных случаях каждый терминал (АРМ) может быть узлом неинтеллектуальных терминалов. В технологии "клиент-сервер" задания вычислительного характера выполняются на серверах (по месту расположения баз данных), а терминалы используются для решения задач интерфейса (прежде всего графического) "пользователь — система". В системе распределенных вычислений интерактивные графические операции целиком выполняются на терминалах, а счетные задачи, требующие интенсивного взаимодействия с БД, осуществляются на сервере, так как именно на нем находится СУБД. Естественно, объем передаваемой информации в этом случае резко снижается, и сеть разгружается. В то же время высвобождаются крайне необходимые ресурсы на терминалах для обработки графических приложений. На сегодняшний день в САПР применяются два последних типа ЛВС, работающих по технологиям "файл-сервер" и "клиент-сервер". Таким образом, локальные вычислительные сети являются основой технического обеспечения САПР. В зависимости от принципа (топологии) соединения узлов различают сеть шинной (магистральной), звездной, кольцевой, иерархической структуры. Структура сети может быть и произвольной.

Среди ЛВС наиболее распространены: шинная локальная сеть, в которой связь между станциями устанавливается через один путь. В этом случае передаваемые данные доступны для всех станций (рис. 10.6, а); кольцевая ЛВС, в которой узлы связаны кольцевой линией. Данные, проходя по кольцу, принципиально доступны всем станциям; звездная ЛВС, имеющая центральный узел, от которого расходятся линии передачи к каждому из остальных узлов (рис. 10.6, б).

В зависимости от типа управления различают два типа сетей: централизованные, имеющие один или несколько центральных узлов, выполняющих обслуживающие функции и функции управления процессом проектирования. Центральный узел-сервер (узлы) связан с терминальными узлами, в которых работают пользователи (клиенты); децентрализованные (равноранговые), где все узлы равноправны. Каждый узел в равноранговых сетях может выполнять роль и клиента, и сервера.

Равноранговые сети достаточно эффективны в САПР с не жестко фиксированными маршрутами проектирования.

В зависимости от того, какие ЭВМ (одинаковые или неодинаковые) применяются в ЛВС, различают однородные и неоднородные (гетерогенные) сети.

Независимо от системы организации автоматизированного проектирования, рабочее место конструктора должно быть обеспечено необходимым периферийным оборудованием для ввода и вывода алфавитно-цифровой и графической информации. Для ввода информации могут использоваться:

стандартная алфавитно-цифровая клавиатура; функциональная клавиатура; координатный шар (мышь); планшет; дигитайзер (оцифровщик); сканер; световое перо. Для вывода информации используются: монитор (дисплей); принтер; плоттер; стример; проектор; электронная панель.

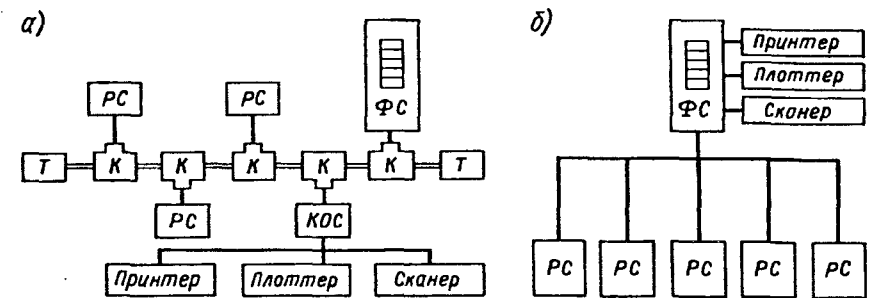


Рис. 10.6. Структура шинной ЛВС:  
 а — топология линейной шины; б — топология звезды; ФС — файловый сервер; К — коннектор; КОС — концентратор оконечных систем; Т — терминал

При работе в ЛВС часть периферийного оборудования может быть в сетевом исполнении (см. рис. 10.6). В этом случае доступ к нему с рабочих мест обеспечивается сетевой ОС через сервер.

## 10.2. Постановка задач и методология автоматизированного проектирования робототехнических систем

**Постановка задач.** Создание робототехнической системы (гибкой производственной системы в целом или же отдельного робота) является одной из сложнейших технических задач. Решение сложных задач наполовину зависит от корректности их постановки. Для автоматизированного проектирования это особенно актуально, так как для постановки задачи в рамках САПР, прежде всего, необходимо разработать адекватную модель процесса функционирования будущей робототехнической системы.

Существует определенная специфика постановки задач при разработке роботизированных систем. Задача создания роботизированной системы разбивается на две и решается в два этапа. На первом выполняется анализ технологического процесса и поиска серийно выпускаемого робота или робототехнической системы, удовлетворяющих требованиям процесса. Второй этап наступает в зависимости от результатов анализа на первом этапе. Если выяснилось, что не один из существующих роботов полностью или частично не соответствует требованиям, предъявляемым технологическим процессом, то начинается разработка нового или конструктивная модификация существующего робота.

**Методология выбора серийного робота.** Основу методологии выбора составляет сравнение параметров роботов, задаваемых технологическим процессом, с параметрами серийно выпускаемых роботов.

Для решения задачи о выборе типа промышленного робота (ПР) для роботизированного технологического процесса на основе анализа процесса составляется перечень основных требований, которым должны удовлетворять выбираемый ПР:

наличие универсального или быстросъемного схвата; точность позиционирования; скорость перемещения схвата; способность выполнять специальные технологические операции; габариты рабочей зоны; масса деталей, с которыми должен манипулировать робот; потребляемая энергия; удобство программирования и отладки; надежность; стоимость изготовления.

Наличие требований технологического процесса к параметрам робота — условие необходимое, но недостаточное, так как для решения первой задачи необходимо иметь достаточно мощный банк данных о серийно выпускаемых роботах. В технической характеристике робота

должны быть указаны (ГОСТ 25378—82): номинальная грузоподъемность; максимальная абсолютная погрешность позиционирования; количество степеней подвижности; максимальные перемещения по степеням подвижности; тип устройства управления; число программируемых точек; число каналов связи с внешним оборудованием; тип захвата; тип привода; потребляемая мощность; показатели надежности; масса; габаритные размеры.

По указанным параметрам ПР выбирают:

*по грузоподъемности.* В зависимости от массы предполагаемых изделий выбирается группа роботов, обеспечивающая работу с заданной массой;

*по точности позиционирования.* Робот выбирается на основе расчета точности установки перемещаемых изделий или технологического инструмента;

*по количеству степеней подвижности.* Выбирается робот с минимально возможным числом степеней подвижности для данного робототехнического комплекса;

*по базовым перемещениям.* В соответствии с компоновкой робототехнического комплекса выбирается робот с такими перемещениями, которые позволяют манипулировать изделиями по всем расчетным позициям и траекториям;

*по типу систем управления.* Используются позиционные, контурные и комбинированные системы управления. Если предполагаются манипуляции по начальной и конечной позиции, то целесообразна цикловая система управления, как наиболее дешевая. Если число позиций большое, выбирают позиционную систему управления. При необходимости движения по заданной траектории выбирается робот с контурной системой управления. Комбинированные системы управления обеспечивают по разным степеням подвижности различный тип управления, например, цикловой поворот и позиционную систему для остальных перемещений;

*по количеству программируемых точек.* Если выбран робот с позиционной системой управления, то число программируемых точек не должно быть меньше числа позиций;

*по числу каналов связи.* При создании робототехнического комплекса должна быть обеспечена связь системы управления ПР с системой управления другим технологическим оборудованием, позволяющая работать в автоматическом режиме. Количество линий связи необходимо выбирать с учетом возможного развития комплекса;

*по типу захвата.* Выбор типа захвата определяется размерами, массой и физико-механическими свойствами перемещаемых изделий. Для захвата изделий, не боящихся повреждений, применяют механические схваты, для плоских и листовых изделий — вакуумные, для изделий из стекла — схваты с надувными подушками и пальцами. Целесообразно иметь универсальные и быстросъемные специальные схваты;

по типу силового привода. При грузоподъемности больше 25 кг применяется гидропривод с цикловой системой управления. Аналогично и для пневмопривода меньшей грузоподъемности. Все большее распространение получает электропривод;

по мощности массе и габаритам. Выбирается робот с минимальными грузоподъемностью и габаритами;

по надежности. В качестве показателей надежности ПР используются наработка на отказ, установленный срок службы до капитального ремонта. По этим характеристикам выбирается такой робот, который обеспечивает безотказную работу в течение установленного срока службы.

Разработка структуры роботизированного комплекса связана с перебором большого числа возможных вариантов оборудования и его размещения. При выборе ПР последовательно просматриваются технические характеристики всех имеющихся роботов и отсеиваются те модели, которые не удовлетворяют требованиям технологии. Наличие баз данных, выпускаемых ПР в соответствующей СУБД, позволяет формировать конкретные запросы к БД на поиск промышленного робота с определенными параметрами. Необходимым условием формирования запроса является предварительная оценка типа ПР и определение диапазонов параметров, которые пользователь-технолог считает наиболее важными.

Покажем фрагмент базы данных промышленных роботов:

. list rmodel, capacity, mobile, mistake

Запись #	rmodel	capacity	mobile	mistake
19	PUMA Series 250	1.50	6	0.05
20	PUMA Series 500	2.30	5	0.10
1	Колер	3.00	5	3.00
2	Контур	3.00	6	3.00
16	MITSUBISHI-IWATA	3.00	6	2.00
23	STANFORD-ARM	5.00	6	1.00
12	ASEA IRB-6	6.00	5	0.20
5	RMIP-900	10.00	5	2.00
17	SANDSTRAND	11.30	5	0.30
15	TRALLFA-3000S	14.00	6	1.00
4	PB-200	15.00	6	3.00
14	COAT-a-MATIC	15.00	6	4.00
3	ППК-20	20.00	6	3.00
21	UNIMATE MULTI-ARM ROBOT SYSTEM	20.00	5	1.00
9	PAINTER (BASFER)	25.00	6	0.40
6	PRO-30	30.00	5	0.40
10	JOB OT-20	50.00	6	0.50

Запись #	rmodel	capacity	mobile	mistake
18	6 CH ARM	54.00	6	1.27
13	ASEA IRB-60	60.00	5	0.40
22	UNIMATE MULTI-ARM ROBOT Mod. 6060	60.00	5	1.00
7	RPA-80	63.00	5	0.50
8	PR-32E	80.00	6	0.60
11	SPRAING ROBOT	136.00	5	4.00

Формируя на языке СУБД конкретный запрос, технолог получает различные варианты выпускаемых роботов, удовлетворяющие введенным параметрам робота. Например, ограничение грузоподъемности робота  $G > 50$  и вывод наиболее интересующих параметров (модель робота, число степеней подвижности и максимальная ошибка на языке dBase) записывается в виде оператора:

LIST RMODEL, CAPACITY, MOBILE, MISTAKE FOR CAPACITY > 50

где названия полей имеют следующий русскоязычный смысл:

RMODEL — модель робота;

CAPACITY — грузоподъемность, кг;

MOBILE — число степеней подвижности;

MISTAKE — ошибка, мм.

Фрагмент базы данных промышленных роботов:

. list rmodel, capacity, mobile, mistake for capacity > 50

Запись #	rmodel	capacity	mobile	mistake
18	6 CH ARM	54.00	6	1.27
13	ASEA IRB-60	60.00	5	0.40
22	UNIMATE MULTI-ARM ROBOT Mod. 6060	60.00	5	1.00
7	RPA-80	63.00	5	0.50
8	PR-32E	80.00	6	0.60
11	SPRAING ROBOT	136.00	5	4.00

. list rmodel, capacity, mobile, mistake for capacity > 50. and. capacity < 80

Запись #	rmodel	capacity	mobile	mistake
18	6 CH ARM	54.00	6	1.27
13	ASEA IRB-60	60.00	5	0.40
22	UNIMATE MULTI-ARM ROBOT Mod. 6060	60.00	5	1.00
7	RPA-80	63.00	5	0.50

Сужая диапазон грузоподъемности робота, пользователь получает меньшее количество моделей:

LIST RMODEL, CAPACITY, MOBILE, MISTAKE FOR CAPACITY > 50 AND CAPACITY < 80

Количество удовлетворяющих моделей снизилось до четырех. Накладывая теперь (хотя это можно сделать и сразу) ограничения на количество степеней подвижности и величину ошибки

LIST RMODEL, CAPACITY, MOBILE, MISTAKE FOR CAPACITY > 50 AND CAPACITY < 80 AND MOBILE < 6 AND MISTAKE < 0.5 получаем всего одну модель:

LIST TRIM (RMODEL), CAPACITY, GEAR, TRIM (SY), RMAX, MASSA FOR RMODEL= 'ASEA IRB-60'

Запись #	TRIM (RMODEL)	CAPACITY GEAR	TRIM (SY)	RMAX	MASSA
13	ASEA IRB-60	60.00 Э	П	2288	950

Выведены и другие параметры этой модели LIST RMODEL, COUNTRY, CAPACITY, GEAR, SY, RMAX, MASSA FOR RMODEL "ASEA IRB-60": тип привода (GEAR), система управления (SY), максимальный радиус зоны обслуживания (RMAX), масса (MASSA). Несмотря на простоту подхода, основанного на технологии перебора моделей с определенными характеристиками, на практике решение задачи выбора осложняется несовпадением номенклатуры параметров роботов и параметров конкретного технологического процесса. Дополнительное осложнение вызывается сложностью самой задачи определения заданных параметров технологического процесса на начальной стадии проектирования роботизированного комплекса.

В настоящее время существует несколько способов принятия проектных решений в условиях неопределенности. Один из них, называемый методом экспертных оценок, приемлем на ранних стадиях проектирования [60]. Идея метода сводится к тому, что некоторому набору показателей технологического процесса ставится в соответствие множество технических параметров робота:

$$X = (x_1, x_2, \dots, x_n); R = (r_1, r_2, \dots, r_m),$$

где  $X$  — вектор показателей технологического процесса;  $R$  — вектор параметров робота.

Показателями технологического процесса могут являться масса перемещаемой детали или узла, объем зоны обслуживания, время цикла, точность позиционирования, скорость перемещения руки, стоимость робота.

Технологические требования и формулирующие их показатели  $X_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) могут быть упорядочены по важности, если каждому

показателю будет поставлен в соответствие вес  $W_i$ . При этом вводится условие нормировки:

$$\sum_{i=1}^n W_i = 1.$$

Значения весовых показателей  $W_i$ , так же как и уточненный состав этих показателей, определяются в ходе обработки результатов экспертного опроса, который проводится среди опытных специалистов в области технологии данного вида производства. Простейшая обработка заключается в усреднении оценок, полученных экспертами. Множество технических параметров робота разбиваются на группы  $R_1, R_2, R_3, \dots, R_n$ , соответствующие технологическим показателям  $X$ . В каждую группу  $R_i$  объединяются те параметры робота, которые оказывают непосредственное влияние на показатель  $X_i$ . В простейшем случае в группу входит только один параметр, например, грузоподъемность робота, определяющая показатель — массу перемещаемых деталей. В то же время объем зоны обслуживания будет определяться геометрией и величиной линейных и угловых перемещений манипулятора робота. Время цикла выполнения конкретной последовательности операций определяется как функция скоростей и ускорений движения звеньев манипулятора.

Таким образом, получают наборы характеристик технологического процесса  $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$  параметров робота  $R = \{r_1, r_2, \dots, r_m\}$ , которые поставлены в соответствие друг другу. Если обозначить число рассматриваемых роботов  $N$ , то каждый робот описывается конкретным набором параметров:

$$R_j = \{R_1, R_2, \dots, R_n\} \{i = 1, 2, \dots, n, j = 1, 2, \dots, N\}.$$

Среди этих наборов необходимо найти такой, который наиболее полно удовлетворяет требованиям технологического процесса. Тем самым будет выбран требуемый тип робота. Для осуществления выбора необходимо располагать средством оценки близости параметров робота к заданным требованиям технологического процесса. Иными словами, нужно уметь вычислять функцию  $F_i(X_i, R_j)$  близости показателей  $X_i$  и параметров робота  $R_j$ . При этом необходимо, чтобы функции  $F_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) удовлетворяли следующим требованиям:

все  $F_i > 0$ ;

каждая  $F_i$  принимает минимальное значение при наиболее полном удовлетворении показателя  $R_i$  заданному технологическому процессу; все  $F_i$  ограничены положительным числом  $N$ .

Таким образом, по каждому параметру робота вводится нормированная шкала, позволяющая измерять степень рассогласования данного параметра и требования технологии.



Обозначив через  $G_{ij}$  значения функции  $F_i$  для робота  $j$ -го типа

$$G_{ij} = F_i(X_j, R_j); i = 1, 2, \dots, n; j = 1, 2, \dots, N,$$

задачу выбора робота можно свести к минимизации функционала  $Q$  [60]:

$$Q = \min_{1 < j < N} \sum_{i=1}^n W_i G_{ij}.$$

Очевидно возникновение проблем, связанных с получением функциональных зависимостей  $F(X_j, R_j)$ , необходимых для вычисления функционала. Одним из путей преодоления проблем является обработка данных экспертных оценок (как и в случае  $W_j$ ).

Таким образом, основой автоматизированной обработки данных экспертов является наличие банка данных прототипов создаваемого робота. И здесь возможен принципиально другой подход к оценке параметров существующих роботов, основанный на так называемом концептуальном подходе. Суть его заключается в создании концептуальной модели роботизируемого технологического процесса с учетом его специализации (создание концептуальных моделей процессов сборки, сварки, окраски и т.д.). При создании модели сборочного процесса существует несколько подходов. Например, для моделирования достаточно сложных дискретных процессов сборки используется имитационное моделирование (на базе сетей Петри), при котором полученная модель сохраняет структурное сходство с реальной системой (рис. 10.7) [65].

В качестве примера можно рассмотреть сборку двух деталей на тугую посадку с помощью пресса (вал и шестерня). Наличие маркера (фишки) в позиции  $P_1$  свидетельствует о том, что деталь находится в сборочном приспособлении. Маркер в позиции  $P_2$  означает, что и вторая деталь находится в сборочном приспособлении. Заметим, что сборочное приспособление здесь одно и то же, позиции  $P_1$  и  $P_2$  отражают события присутствия (маркер есть) или отсутствия (позиция пуста) деталей в сборочном приспособлении, т.е. каждая позиция находится в одном из двух состояний: деталь в приспособлении, детали в приспособлении нет. Наличие маркеров в позициях  $P_1$  и  $P_2$  и готов-

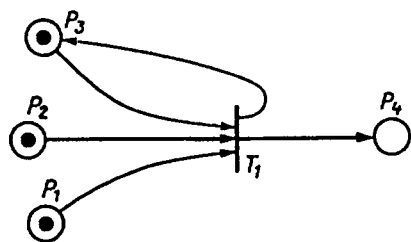


Рис. 10.7. Представление процесса запресовки детали с помощью сети Петри

ности пресса  $P_3$  (представляемого конечным автоматом) позволяет открыть переход  $T_1$ . В результате запуска перехода маркеры из позиций  $P_1$  и  $P_2$  будут удалены, а в позиции  $P_4$  появится маркер, свидетельствующий о событии — собранный узел находится в сборочном приспособлении. Маркер пуансона вернется на место (позиция  $P_3$ ). Процедура имитационного моделирования сводится по существу к построению алгоритма, который воспроизводит исследуемый процесс и реализует его на ЭВМ.

Одним из вариантов концептуальной модели является вариант, основанный на разложении движений робота на простые и идентификации простых движений робота и движений определяемых технологическим процессом. При этом делаются следующие предположения:

робот действует в строго определенных пространственно-временных условиях;

расположение собираемых деталей и узлов упорядоченно; основным активным элементом является робот.

В концептуальную модель заложены следующие положения [4]:

модель строится относительно движений основного активного объекта — робота;

сложные движения робота представляются в виде набора простых движений, называемых типовыми;

набор типовых движений должен оценивать движения робота произвольной кинематической схемы;

требования к типовым движениям должны определять характеристики системы управления на тактическом и приводном уровнях.

Анализ элементарных движений робота при выполнении сборочных соединений различного класса показывает, что весьма широкий класс сборочных процессов может быть выполнен роботом, осуществляющим типовые элементарные движения [52]:

движение по произвольной заданной траектории (ДЗТП);

движение по заданной траектории в горизонтальной плоскости (ПГ);

движение по заданной траектории в вертикальной плоскости (ПВ);

прямолинейное движение под любым углом (ПД);

горизонтальное прямолинейное движение (ГД);

вертикальное прямолинейное движение (ВД);

ориентацию схвата (ОС);

ротацию схвата (РС); срабатывание захвата (СЗ).

Концептуальная модель для широкого класса роботизированных сборочных процессов может быть построена в виде комбинации рассмотренных типовых движений робота. Универсальным можно назвать робота, который выполняет все девять типовых движений, и специализированным, если он выполняет хотя бы одно из них. Несмотря на разнообразие существующего парка промышленных роботов, на основании используемых кинематических схем их можно разделить на несколько типов [4]:



- портальные роботы;
- роботы с линейной направляющей;
- роботы с цилиндрическими координатами;
- роботы типа SCARA;
- роботы типа ASEA;
- роботы типа PUMA.

Каждой из этих кинематических схем можно поставить в соответствие определенный набор выполняемых ими типовых движений (рис. 10.8). Таким образом, разработка концептуальной модели технологического процесса позволяет решить первую задачу выбора существующего типа робота для решения конкретной задачи.

Методология проектирования новых образцов робототехнических систем. В случаях когда не удается подобрать для конкретного технологического процесса серийно изготавливаемые робот или робототехническую систему, возникает проблема разработки новых образцов технических систем. Если при роботизации классических машиностроительных технологий на заводах МПС России и корпорации "Трансстрой" подобная ситуация является скорее исключением, чем правилом, то при роботизации технологических процессов в строительстве и эксплуатации железных дорог подобрать робототехническую систему из существующих удастся довольно редко. Однако методология разработки новых роботизированных систем является достаточно общей и включает в себя:

- выбор кинематической схемы манипуляционного механизма;
- параметрический расчет и конструирование робота, включая расчеты на прочность и жесткость;
- разработку системы управления робототехнической системой;

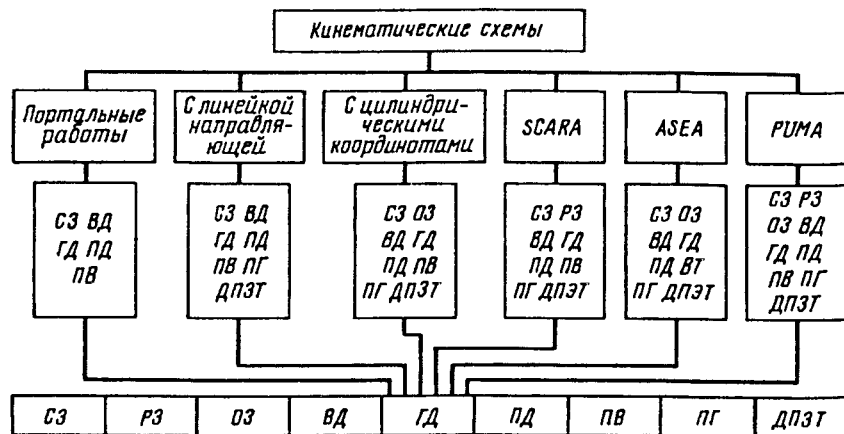


Рис. 10.8. Схема алгоритма выбора кинематической схемы робота

синтез исполнительной системы управления роботом, включая расчет приводов, выбор сенсорных элементов с желаемыми характеристиками;

разработку электронных схем и схем кабельных соединений.

Выполнение этих операций относится к задаче внутреннего проектирования. На стадии внутреннего проектирования должна быть решена проблема выбора создаваемой системы из нескольких альтернативных. Ясно, что решение задачи выбора в САПР возможно только в том случае, если альтернативные варианты существуют, и соответствующим образом формализована процедура их получения. Основу такой процедуры составляет основанное на принципах системного подхода структурно-параметрическое описание объекта проектирования. Под структурно-параметрическим описанием объекта понимают такое его описание, которое показывает, из каких подсистем, блоков, агрегатов, деталей состоит данный объект, как эти компоненты связаны между собой, каковы их весовые, габаритные и энергетические характеристики. Структурно-параметрическое описание должно давать возможность генерировать множество альтернатив объекта, быть достаточно подробным, соответствовать данному этапу процесса проектирования и доставлять информацию для моделей функционирования.

Для сложных объектов проектирования предложены различные методы структурно-параметрического описания объектов проектирования: систематического покрытия поля, отрицания и конструирования, морфологического ящика, И/ИЛИ графа.

Метод морфологического анализа состоит в реализации следующих этапов:

- точная формулировка задачи — описание желаемых функциональных свойств исследуемой системы;
- выявление максимально полного перечня основных функций системы;

определение различных альтернативных способов реализации каждой из выявленных ранее функций и генерирование всех возможных вариантов рассматриваемой системы, каждый из которых состоит из цепочки, содержащей ровно по одному способу реализации каждой отдельной функции;

- определение эффективности вариантов системы;
  - выбор и реализация наиболее предпочтительного варианта.
- Выполнение первых трех типов позволяет разработать морфологическую таблицу (табл. 10.1) [26].

Общее число возможных вариантов  $N$  [26]:

$$N = \prod_{i=1}^L k_i,$$

где  $k_i$  — число возможных способов реализации  $i$ -функции;  $L$  — число всех функций системы.



вающихся звеньев, и комбинированного механизма, состоящего из двух предыдущих.

В рассматриваемом случае правомерна постановка двух вопросов: цель использования И/ИЛИ-графов в автоматизированном проектировании;

наличие средств создания И/ИЛИ-графов непосредственно в процессе проектирования на ЭВМ.

Первый вопрос может быть рассмотрен как в утилитарном смысле, так и в более широком, принципиально изменяющем процесс проектирования. Тривиальное решение заключается в записи созданного И/ИЛИ-графа в файл БЗ. При последующих обращениях к БЗ можно воспользоваться уже созданным И/ИЛИ-графом для принятия новых решений, отредактировав его при необходимости. В более широкой постановке, кроме файла с записью собственно И/ИЛИ-графа, в БД должна содержаться информация о последовательности умозаключений (алгоритм выбора), приводящих к тому или иному выбору альтернативного варианта узла или конструкции. Если конструктор, принявший решение достаточно строго зафиксировал критерии и условия выбора альтернативных вариантов, то на базе записей, созданных в базе знаний может быть создана статическая модель экспертной системы (ЭС). ЭС являются одним из направлений создания систем искусственного интеллекта. Типичная статическая ЭС (рис. 10.10) состоит из следующих основных подсистем [71]:

- решатель (интерпретатор);
- рабочая память (база данных);
- база знаний;
- модуль приобретения знаний;
- объяснительный модуль;
- диалоговый модуль;

База данных (рабочая память) предназначена для хранения исходных и промежуточных данных решаемой в текущий момент задачи. База знаний предназначена для хранения долгосрочных данных, описывающих рассматриваемую область и правила описывающие целесообразные преобразования в этой области. Решатель формирует исход-

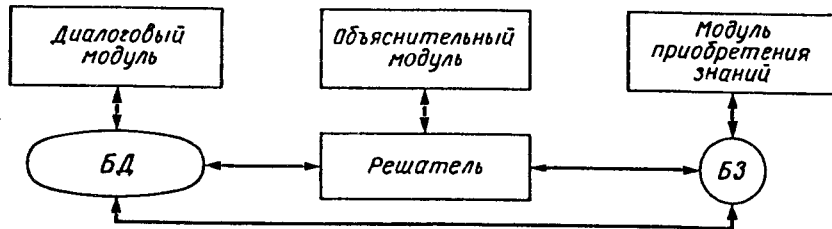


Рис. 10.10. Структура статической ЭС

ные данные из рабочей памяти, запрашивает необходимые данные из БЗ, формирует такую последовательность данных, которая будучи примененной к исходным данным, приводит к решению задачи. Подсистема приобретения знаний автоматизирует процесс пополнения ЭС знаниями при каждом обращении, осуществляемым пользователем-экспертом. Объяснительный модуль объясняет, как система получила решение задачи и какие исходные значения, условия и критерии она использовала. Модуль дает возможность пользователю тестировать систему, а при вторичном решении задачи (модернизация, новая модель) позволяет пользователю-эксперту при необходимости вводить новые условия и критерии. Диалоговый модуль ориентирован на организацию дружественного интерфейса как в ходе решения задач, так и в процессе приобретения знаний и объяснения результатов работы.

Конечный пользователь ЭС-конструктор в диалоге с системой в автоматизированном режиме выбирает тот или иной вариант конструктивного решения проектируемого изделия. Изменяя исходные данные, пользователь получает в общем случае различные конструктивные решения. Наличие в ЭС объяснительного компонента позволяет пользователю-эксперту либо соглашаться с объяснениями, выработанными на основании ранее заложенных критериев и условий, либо вносить изменения, а следовательно корректировать пополнять базу знаний. Таким образом, ЭС непрерывно совершенствуется, делая принимаемые решения все более обоснованными. Техническое оснащение процедуры создания графа И/ИЛИ не вызывает особых затруднений. В настоящее время существует целый ряд мощных инструментальных средств (например DATARUN), позволяющих быстро и эффективно рисовать, редактировать и документировать подобные схемы.

Для проектирования технической системы задания только структуры объекта безусловно недостаточно. Параметры подсистем, составляющих объект проектирования, могут существенно отличаться. Альтернативные системы могут иметь различную мощность, массу, габаритные размеры и стоимость. Следовательно, наряду со структурным возникает необходимость параметрического описания. Обычно такое описание дается конечным набором (вектором) параметров. Варьируя значениями параметров в определенных пределах с учетом необходимых ограничений, удается определить возможность включения в структуру объекта проектирования разных по характеристикам систем. Более того, необходимо иметь несколько уровней параметрического описания, соответствующих фиксированному уровню структуризации системы. Различным уровням параметрического описания соответствуют, как правило, векторы проектных параметров разной размерности. Например, описание на внешнем уровне может осуществляться сравнительно небольшим количеством (10—15) геометрических, массовых, энергетических, силовых, кинематических и стоимост-

ных параметров. На этапе внутреннего проектирования количество параметров может достигать 80—100 параметров. Вершина *И* может быть описана в соответствии со схемой на рис. 10.11.

На верхнем уровне находится наиболее агрегатированная модель. При проектировании манипуляторов промышленных роботов это параметры грузоподъемности, длины звеньев кинематических соединений, типы сочленений, число степеней подвижности, углы поворота звеньев. На следующем уровне к этим параметрам добавляются массово-инерционные характеристики звеньев, их жесткости и ограничения на усилия в звеньях, развиваемые в приводах манипулятора.

На следующем уровне появляются параметры приводов, моменты, частоты вращения, давления, расходы, токи и напряжения. Еще на одном уровне добавляются характеристики стабилизирующих и адаптивных алгоритмов системы управления роботом. И, наконец, на последнем уровне появляются параметры прочности и надежности манипулятора.

Таким образом, в структурно-параметрическом описании вопрос параметрического описания, по-видимому, представляет задачу, требующую значительных вычислительных ресурсов комплекса технических средств САПР. Если разработка альтернативного описания может вестись в интерактивном режиме с привлечением минимальных ин-

формационных ресурсов системы, то параметрическое описание на каждом уровне предполагает наличие достаточно мощного программного обеспечения для расчета параметров системы с достаточно сильной и разветвленной системой баз данных. Ведущее место в программном обеспечении занимают модели функционирования объектов, без которых решение задачи параметрического описания практически невозможно.

**Модели функционирования объектов проектирования.** Модели функционирования объектов проектирования можно разделить на два класса, основанных на принципиально различных математических моделях. Речь идет о моделях, описывающих роботизированные технологические процессы, и моделях, отражающих поведение конкретного робота или робототехнической

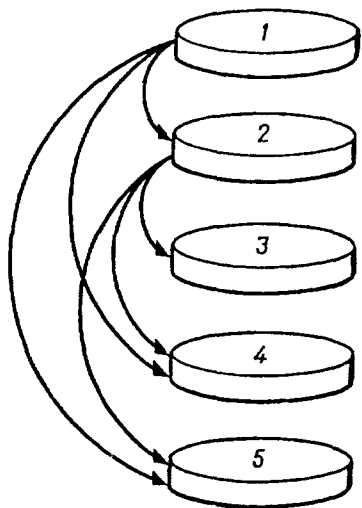


Рис. 10.11. Структура параметрического описания:

1 — основные параметры; 2 — массово-инерционные; 3 — параметры приводов; 4 — параметры системы управления; 5 — параметры прочности и надежности

системы. Описание математической моделью технологического процесса представляет собой достаточно специфическую задачу в силу дискретного характера объектов, достаточно сложных связей между ними, имеющих в том числе и вероятностный характер.

Математические модели, описывающие собственно функционирование роботов и робототехнических систем, включают в себя модели кинематики, динамики и прочности и модели систем управления. Эта группа моделей основана на аппарате обыкновенных дифференциальных уравнений. Несмотря на разный характер и математический аппарат этих моделей, создание робота и особенно группы роботов, работающих в технологическом процессе, невозможно без анализа моделей самих процессов.

**Математические модели технологических процессов.** Существует несколько методов моделирования технологических процессов отличающихся уровнем абстрагирования от конкретных объектов, выполняющих технологический процесс, и степенью неопределенности его связей. Большую группу наиболее перспективных моделей составляют так называемые имитационные модели. Основанные на имитационных моделях вычислительные эксперименты с дискретными моделями проводятся на процессах обслуживания заявок, изучаются процессы принятия решений в выборе последовательных подходов. Имитационный эксперимент по существу представляет собой некоторую вычислительную процедуру. К нему обращаются, когда не удается сформулировать задачу в виде математической модели, которую можно было бы решить различными методами, разработанными в области исследования операций. В имитационном моделировании имитируется последовательность событий системы. Для математических имитационных моделей разработаны специальные языки. Наиболее широко используются языки GPSS и SIMSCRIPT. Основу языка GPSS составляет структурно-блочный принцип, т.е. используется набор блоков различного типа, каждый из которых по существу представляет собой макрооперацию, описывающую некоторое действие системы. Записи о событиях, проходящие через блочную систему, используются для описания и анализа временных рядов, а отдельное событие соответствует записи внутри блока. В записях содержатся параметры, необходимые для того, чтобы зарегистрировать признаки временных рядов. Постоянные объекты описываются с помощью таких элементов программы как хранилища и очереди.

Рассмотрим структурную схему модели механического цеха, которая формализована в системе GPSS (рис. 10.12) [22].

Начальным является блок *GENERATE*, в котором формируются записи событий; каждая запись управляет одну деталь, подлежащую обработке. Функция *FNI* управляет распределением времени поступления деталей в цех. В записях могут содержаться параметры, относящиеся к признакам объектов, которые представлены с по-

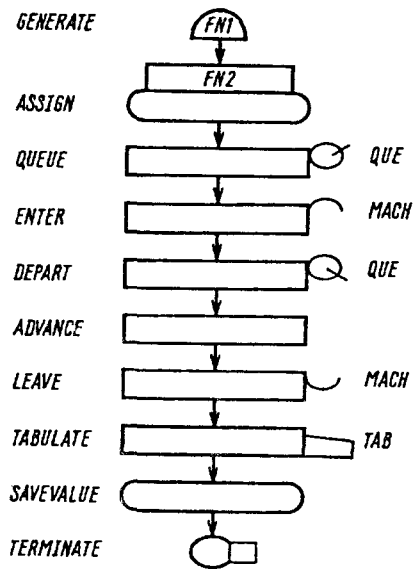


Рис. 10.12. Модель механического цеха на языке GPSS

мощью этих записей. В блоке *ASSIGN* каждой детали присваивается номер типа как один из ее параметров; конкретное значение параметра получается из распределения, задаваемого с помощью функции *FN2*. Запись поступает в блок *QUEUE*, где помещается в очередь, в которой находится до тех пор, пока не появится свободное место в постоянном объекте (хранилище), которому присвоена метка *MACH*, а емкость принята равной трем. Как только появляется свободное место, запись занимает его, поступая в блок *ENTER*. Затем запись немедленно переходит в блок *DEPART* и исключается из очереди, а затем поступает в блок *ADVANCE* на время обработки соответствующей детали. Процесс взаимодействия в системе *GPSS* организован таким образом, что если станок

свободен в момент поступления детали, то запись пройдет через все блоки: от блока *GENERATE* до блока *ADVANCE*. После окончания обработки запись переходит в блок *LEAVE* и освобождает станок, поступая в блок *TABULATE*, где регистрируется время пребывания в системе, а затем переходит в блок *SAVEVALUE*, где происходит увеличение на единицу показателя счетчика числа деталей соответствующего типа, и, наконец, запись поступает в блок *TERMINATE*, где она стирается. Для каждого блока создан собственный оператор ввода. Вместе с операторами управления эти операторы составляют программу ввода. По окончании имитационного моделирования программа автоматически распечатает результирующее сообщение. В нем будут приведены значения статистических данных об очереди и распределении времени обработки вместе со статистическими данными о занятости станков. Существует отечественная версия системы моделирования *GPSS* (система *СМДП-В*) [43].

**Имитационное моделирование на базе аппарата сетей Петри.** Одним из перспективных направлений в моделировании сложных технологических процессов является применение имитационных моделей на базе сетей Петри [65]. Особенно эффективен аппарат сетей Петри при разработке процессов с достаточно жестким технологическим циклом, при наличии параллельно работающего технологического оборудования (например роботов) и необходимости синхронизации. преимуще-

ством сетей Петри в автоматизированном проектировании является возможность их достаточно простой алгоритмизации и создания моделей непримитивных событий, позволяющих решать не только структурные но и временные задачи. Анализ сетей Петри позволяет получить информацию о структуре и динамическом поведении моделируемого объекта. Основная идея заключается в том, что системы состоят из отдельных компонентов, взаимодействующих между собой [65]. Каждая компонента сама может быть системой, но ее поведение можно описать независимо от других компонент системы, за исключением точно определенных взаимодействий с другими компонентами. Каждая компонента имеет свое состояние. Состояние компоненты — это абстракция соответствующей информации, необходимой для описания ее будущих действий. Действия одной из компонент системы могут осуществляться одновременно с действиями других. Изменение числа компонент и их возможных состояний в процессе имитационного моделирования позволяет создавать альтернативные структуры, а их анализ выбирать лучшую для данного технологического процесса.

Сеть Петри состоит из четырех элементов: множества позиций  $P$ , множества переходов  $T$ , входной функции  $I$  и выходной функции  $O$ . Входная и выходная функции связаны с переходами и позициями. Входная функция  $I$  отображает переход  $t_j$  в множество позиций  $I(t_j)$ , называемых входными функциями перехода. Выходная функция  $O$  отображает переход  $t_j$  в множество позиций  $O(t_j)$ , называемых выходными позициями перехода. Структура сети Петри определяется ее позициями, переходами, входной и выходной функциями.

**Определение.** Сеть Петри  $S$  является четверкой  $S = (P, T, I, O)$  [65].  $P = \{P_1, P_2, P_3, P_4\}$  — конечное множество позиций,  $n > 0$ ;  $T = (t_1, t_2, \dots, t_m)$  — конечное множество переходов  $m > 0$ . Множество позиций и множество переходов не пересекаются,  $P \cap T = \emptyset$ ;  $I: T \rightarrow P^\infty$  является входной функцией — отображением из переходов в комплекты позиций.  $O: T \rightarrow P^\infty$  есть выходная функция — отображение из переходов в комплекты позиций. Позиция  $P_i$  является входной позицией перехода  $t_j$  в том случае, если  $P_i \in I(t_j)$ ;  $P_i$  является выходной позицией, если  $P_i \in O(t_j)$ . Входы и выходы переходов представляют собой комплекты позиций. Комплекты являются обобщением множества, в которое включены многократно повторяющиеся элементы (тиражирование элементов). Использование комплектов, а не множеств для входов и выходов перехода, позволяет позиции быть кратным входом либо кратным выходом перехода. Кратность входной функции  $P_i$  для перехода  $t_j$  есть число появлений во входном комплекте перехода  $\#(P_i, I(t_j))$ .

**Маркировка сетей Петри** есть присвоение фишек-маркеров позициям сети Петри. Фишка присваивается позициям и используется для выполнения сети Петри.

**Определение.** Маркировка сети Петри  $S = \{P, T, I, O\}$  есть функция, отображающая множество позиций  $P$  в множество неотрицательных чисел  $N$  [65]:  $\mu: P \rightarrow N$ .

Маркировка может быть также определена как  $n$ -вектор  $\mu = (\mu_1, \mu_2, \mu_3, \dots, \mu_n)$ . Вектор  $\mu_i$  определяет для каждой позиции  $P_i$  сети Петри число фишек в этой позиции. Маркированная сеть Петри  $M(S, \mu)$  есть совокупность сети Петри  $S(P, T, I, O)$  и маркировки  $\mu$  и может быть записана в виде  $M = (P, T, I, O, \mu)$ . Так как количество фишек, которое может быть определено для каждой позиции, не ограничено, то в целом для сети Петри существует бесконечно много маркировок.

**Графическое представление сетей Петри.** Одной из особенностей сетей Петри, весьма полезной для анализа технологических процессов, является возможность их графического представления. Теоретико-графовым представлением сети Петри является двухдольный ориентированный мультиграф. Дуги направляются от позиций к переходам и от переходов к позициям. Дуга, направленная от позиции  $P_i$  к переходу, определяет позицию, которая является входом перехода. Кратные входы в переход указываются кратными дугами из входных позиций в переход. Выходная позиция указывается дугой от перехода к позиции. Кратные выходы представляются кратными дугами. Сеть Петри есть мультиграф, так как она допускает существование кратных дуг от одной вершины графа к другой. Так как дуги являются направленными, мультиграф — ориентированный. Вершины графа можно разделить на два множества (позиции и переходы) таким образом, что каждая дуга будет направлена от элемента одного множества (позиций или переходов) к элементу другого множества (переходов или позиций), следовательно такой граф является двухдольным ориентированным мультиграфом.

**Правила выполнения сетей Петри.** Выполнение сетей Петри управляет количеством и распределением маркеров-фишек в сети. Фишки находятся в кружках и управляют выполнением переходов в сети. Сеть Петри запускается удалением фишек из его входных позиций и образованием новых фишек, помещенных в его выходные позиции. Переход может запускаться только в том случае, если он разрешен. Переход является разрешенным, если каждая из входных позиций имеет число фишек, по крайней мере, равное числу дуг из позиции в переход. Кратные фишки необходимы для кратных позиций. Фишки во входной позиции, которые разрешают переход, называются разрешающими фишками.

**Определение.** Переход  $t_j$  в маркированной сети Петри с маркировкой  $\mu$  осуществляется всякий раз, когда он разрешен. В результате запуска разрешенного перехода  $t_j$  образуется новая маркировка  $\mu'$ , определяемая следующим соотношением [65]:

$$\mu'(P_i) = \mu(P_i) - \#(P_i, I(t_j)) + \#(P_i, O(t_j)).$$

В качестве примера рассмотрим сеть (рис. 10.13) [65]. Переходы  $t_1, t_3, t_4$  разрешены. Переход  $t_2$  не разрешен, так как ни  $P_2$  ни  $P_3$  не содержат фишек. Так как переходы  $t_1, t_3, t_4$  разрешены, любой из них может быть запущен. Если запущен переход  $t_4$ , то происходит удаление фишки из  $P_5$  и появление фишек в  $P_3$  и  $P_4$ . При этом количество фишек в  $P_4$  увеличивается с двух до трех. Теперь разрешены только переходы  $t_1$  и  $t_3$ . При запуске перехода  $t_1$  осуществляется удаление фишки из  $P_1$  и помещение фишек в  $P_2, P_3, P_4$  (в  $P_4$  — две фишки, так как эта позиция является кратным выходом перехода  $t_1$ ). В результате выполнения образуется маркировка. В этой сети переходы  $t_2$  и  $t_3$  разрешены. Запуск перехода  $t_3$  образует новую маркировку, где две фишки удалены из  $P_4$  и одна добавлена в  $P_5$ . Запуски могут осуществляться до тех пор, пока разрешен хоть один переход. Когда нет ни одного разрешенного перехода, выполнение прекращается. Приведенные примеры иллюстрируют правила срабатывания переходов: переход срабатывает, если в любой из входных позиций выполняется условие  $N_i \geq K_i$ , где  $N_i$  — число маркеров в  $i$ -й входной позиции,  $K_i$  — число дуг, идущих от  $i$ -й позиции к переходу. При срабатывании перехода число маркеров-фишек в  $i$ -й позиции уменьшается на  $K_i$ , а в  $j$ -й позиции увеличивается на  $M_j$ , где  $M_j$  — число дуг, связывающих переход с  $j$ -й позицией.

Таким образом, при выполнении сети Петри получают две последовательности: последовательность маркировок  $(\mu^0, \mu^1, \mu^2, \dots, \mu^n)$  и последовательность переходов, которые были запущены  $(t_{j_0}, t_{j_1}, t_{j_2}, \dots, t_{j_n})$ . Эти две последовательности связаны следующим соотношением:

$$\delta(\mu^k, t_{jk}) = \mu^{k+1} \text{ для } k = 0, 1, 2, \dots, n.$$

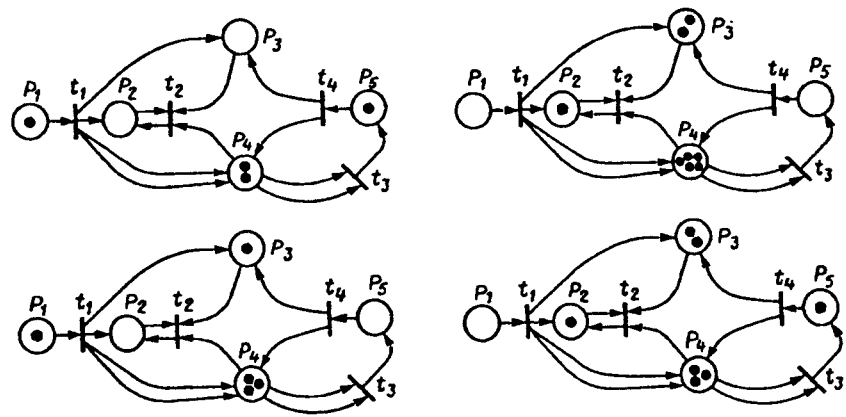


Рис. 10.13. Изменение маркировки сети Петри при запуске последовательности переходов  $t_4 - t_1 - t_3$

Имея последовательность переходов в начальную маркировку  $\mu^0$ , легко получить последовательность маркировок сети, а имея последовательность маркировок, легко получить последовательность переходов.

Применение сетей Петри при моделировании технических систем. Теория сетей Петри может с успехом применяться для решения достаточно большого набора прикладных задач. Прежде всего, это относится к созданию имитационных моделей технологических процессов. Представление системы сетью Петри основано на двух основополагающих понятиях: событиях и условиях.

**События** — это действия, имеющие место в системе. Возникновение событий управляет состоянием системы. Состояние системы может быть описано множеством условий. **Условие** — это логическое описание состояния системы. Условие может принимать значения "истина" или "ложь". События могут происходить при выполнении определенных условий. Эти условия называются предусловиями события. Возникновение событий может вызвать нарушение предусловий и привести к выполнению других условий — постусловий.

В качестве примера рассмотрим задачу моделирования перегрузочного робота. Робот находится в состоянии ожидания до тех пор, пока на конвейере не появится деталь, которую необходимо переместить и установить на станок. При появлении детали на конвейере робот берет ее, переносит и устанавливает на станок.

Условиями для такой системы являются:

- а) робот ждет;
- б) деталь прибыла и ждет;
- в) робот выполняет операции захвата, перемещения и установки детали на станок;
- г) деталь установлена на станке.

Событиями являются:

- 1) деталь поступила;
- 2) робот начинает перемещение и установку детали на станок;
- 3) робот заканчивает установку детали на станок;
- 4) начинается обработка детали на станке.

Предусловия события 2:

- а) робот ждет;
- б) деталь прибыла и ждет.

Постусловия события 2:

- а) робот устанавливает деталь на станок.

Аналогично можно показать предусловия и постусловия для всех событий:

Событие	Предусловия	Постусловия
1 .....	нет	б
2 .....	а, б	в
3 .....	в	г, а
4 .....	г	нет

Такое представление системы легко моделируется сетью Петри (рис. 10.14). Выполнение условий представляется фишкой в позиции, соответствующей этому условию. Запуск перехода удаляет разрешенные фишки, представляющие выполнение предусловий, и образует новые фишки, которые представляют выполнение постусловий. Постусловие события 1 и предусловие события 2 отражаются наличием фишки в позиции  $P_1$ . Если в позиции  $P_3$  есть фишка, то это означает, что робот выполнил установку предыдущей детали на станок и готов к установке следующей. Наличие фишек в позициях  $P_1$  и  $P_3$  приводит к открытию перехода  $t_1$ . В позиции  $P_2$  появляется фишка, что является необходимым предусловием срабатывания перехода  $t_3$  (окончания установки детали на станок — события 3) и последующего появления фишки в  $P_4$  (предусловие начала обработки детали на станке — событие 4).

Однако при моделировании роботизированных технологических процессов возникают определенные трудности при описании и анализе динамического поведения сетей Петри, когда определяется последовательность запуска перехода. В теории сетей Петри вводятся следующие ограничения. Запуск перехода и события рассматривается как мгновенное событие, занимающее нулевое время, и возникновение двух событий одновременно невозможно. Моделируемые таким образом события называются *примитивными*. Примитивные события мгновенны и не одновременны. Моделирование роботизированных технологических процессов на основе примитивных событий в значительной степени снижает прикладную ценность метода моделирования на основе сетей Петри, так как оценка времени цикла роботов, участвующих в процессе, является одной из главных параметрических характеристик. В связи с этим представляет значительный интерес введение понятия непримитивного события.

*Непримитивными* событиями называются такие события, длительность которых отлична от нуля. Появление позиции  $P_2$  в рассмотренном выше примере связано с представлением события робот выполняет заказ как непримитивного. Непримитивные события не являются одновременными и следовательно могут пересекаться во

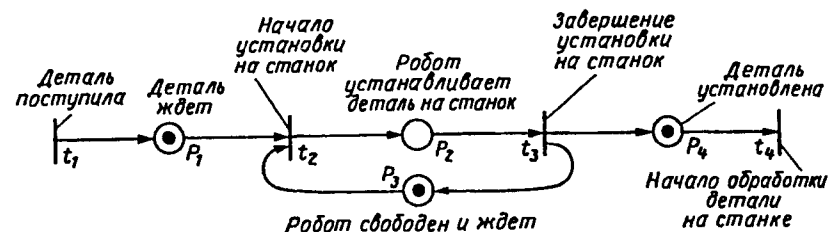


Рис. 10.14. Модель сети Петри установки детали на станок роботом



времени. Для реализации возможности моделирования непримитивных событий сетями Петри непримитивные события представляются в виде двух примитивных событий "начало" и "конец" и условия "непримитивное событие происходит". Эта ситуация моделируется с помощью сети (рис. 10.15). А. Петри предложил непримитивные события представлять прямоугольниками, а примитивные, как и раньше планками.

Представление непримитивного события имеет существенное значение при моделировании сложных систем на нескольких иерархических уровнях, так как позволяет выделить в отдельный элемент сети целые подсети. Это адекватно понятиям подпрограмм или макросов в языках программирования.

Обозначая в данном случае переходы прямоугольниками, мы предполагаем, что на самом деле внутри прямоугольника содержится последовательность непримитивных событий: установка заготовки на станок роботом, обработка детали на станке, снятие детали со станка роботом и перегрузка ее на конвейер. Время длительности перегрузочных операций — непримитивных событий — может определяться по параметрам технической характеристики робота, либо вычисляться в результате решения дифференциальных уравнений движения звеньев манипуляторов роботов. Время обработки на станке берется нормативным. Сам робот может быть представлен как конечный автомат и смоделирован сетью Петри (рис. 10.16). Позиции  $P_1$  и  $P_2$  отражают наличие команд (инструкций) для перевода манипулятора в определенную позицию ( $P_3$  — станок;  $P_4$  — конвейер). Запуск перехода в этой сети соответствует перемещению манипулятора из одной точки (станок) и другую (конвейер). Введение понятия "непримитивного события" позволяет довольно просто решать проблемы моделирования технологических процессов во времени.

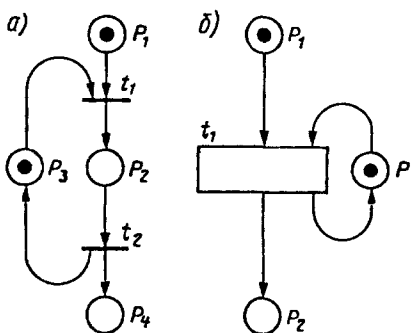


Рис. 10.15. Представление примитивного (а) и непримитивного событий (б) в сети Петри

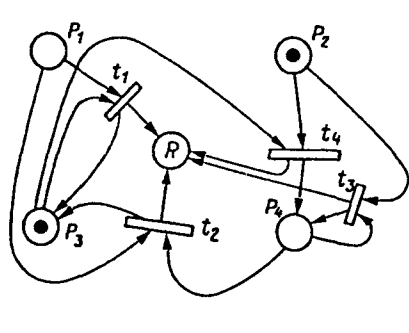


Рис. 10.16. Представление модели манипулятора с контурной системой управления сетью Петри

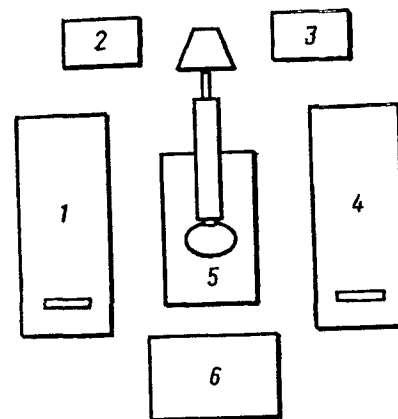


Рис. 10.17. Размещение оборудования при обслуживании роботом двух токарных станков с ЧПУ: 1 — станок 1к 62ПУ № 1; 2 — накопитель заготовок; 3 — тара готовых изделий; 4 — станок 1К 62ПУ № 2; 5 — манипулятор робота; 6 — блок управления роботом

Рассмотрим пример технологического процесса совместной работы промышленного робота УМ-1 с двумя токарными станками и программным управлением 1К62ПУ (рис. 10.17) [26]. Из накопителя 2 манипулятор робота 5 берет заготовку, устанавливает ее на станок 1 и дает команду на его включение. Станок ведет обработку детали по своей программе. Тем временем манипулятор 5 ориентирует ранее обработанную на станке 1 деталь, которая находится на промежуточной позиции, в положение необходимое для установки на станок 4.

Система управления робота, получив сигнал от станка 4 об окончании обработки детали, включает программу управления манипулятором 5, следуя которой он снимает деталь со станка 4 и укладывает ее в накопитель готовых деталей 3. Манипулятор берет ориентированную в промежуточной позиции деталь, устанавливает ее на станок 4 и дает команду на его включение. Далее станок работает по собственной программе. Получив информацию об окончании обработки детали на станке 1, манипулятор робота 5 снимает деталь и оставляет ее на промежуточной позиции для последующего ориентирования. Затем робот берет из накопителя 2 заготовку и устанавливает ее на станке 1. Далее цикл повторяется.

Рассмотренный технологический процесс можно преобразовать в сеть Петри (см. рис. 10.18). В данном случае робот работает в достаточно сложных условиях — возможно возникновение структурных тупиков. Наличие структурных тупиков приведет к резкому снижению эффективности роботизации технологического процесса. Лучше всего возникновение структурных тупиков можно проиллюстрировать на задаче о пяти мудрецах, предложенной Дейкстрой [65].

Мудрецы сидят за большим круглым столом и попеременно то едят, то думают. На столе много блюд китайской кухни. Между соседями лежит одна палочка. Однако для приема блюд китайской пищи необходимо две палочки, и следовательно каждый мудрец должен взять одну палочку слева и одну справа. Если мудрецы возьмут палочки слева и будут ждать, когда освободится палочка справа, то они будут ждать вечно и умрут от голода (состояние тупика). При решении задачи с помощью сети Петри полагается, что каждый мудрец



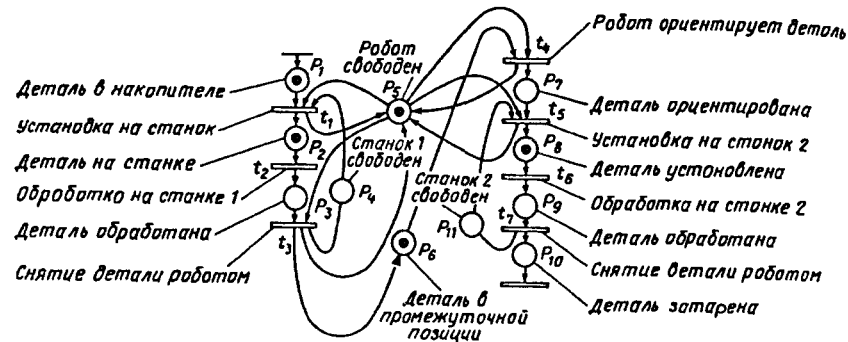


Рис. 10.18. Сеть Петри технологического процесса обслуживания роботом двух токарных станков с программным управлением

представлен двумя состояниями: состоянием мысли  $M_i$  и состоянием принятия пищи  $E_i$  (рис. 10.19). Для того чтобы мудрец перешел из состояния размышления в состояние чревоугодия, необходимо наличие у него двух палочек. Позиции  $C_1 - C_5$  представляют собой палочки для еды.

В процессе анализа технологических процессов исследуются различные варианты маркировок. Маркировка сети Петри соответствует определенной ситуации в технологическом процессе. Последовательности операций технологического процесса соответствует смена состояний процесса и оборудования. Начальная маркировка  $\mu_0$  соответствует исходному состоянию технологического процесса. Для анализа достижимых маркировок используется алгоритм [65]. Начальной маркировке ставится в соответствие корневая вершина  $m_0$  графа достижимости. В начальной маркировке определяются все разрешенные переходы. При запуске каждого из них образуется новая маркировка. Новым маркировкам ставятся в соответствие новые вершины. Дуга, ведущая от вершины  $\mu_i$  к вершине  $\mu_{i+1}$ , помечается номером перехода, который породил соответствующую вершину. Во вновь образованной маркировке определяются все разрешенные переходы, каждый из них запускается, образуя новую маркировку и т.д. Граф достижимых маркировок содержит информацию о всех ситуациях, которые могут возникнуть при работе гибкой производственной системы (ГПС). На рис. 10.20 показан фрагмент "дерева достижимости", полученный из начальной маркировки (1,0,1,2,1) сети Петри (см. рис. 10.13).

В процессе автоматизированного проектирования возможны различные варианты реализации алгоритмов анализа сетей Петри. Возможно как использование "дерева достижимости", так и достаточно эффективный матричный подход. Большие возможности представляет собой интерактивный режим при визуализации сети на экране. При этом работа сети может программироваться на языках высокого

уровня, имеющих минимальные графические возможности. Существует пакет для анализа сетей Петри "Петрис", имеющий инструментальную панель для быстрого создания на экране структуры сети (позиции, переходы, дуги, маркеры) и последующего анализа и контроля сети (рис. 10.21). Пакет работает под WINDOWS. Его можно найти в сети Internet по адресу: [http://brain.riis.ru/windows/FOND\\_PP/kp07\\_002.gif](http://brain.riis.ru/windows/FOND_PP/kp07_002.gif). Несмотря на то, что пакет "Петрис" поддерживает не все операции аппарата сетей Петри, он может быть полезен при моделировании технологических процессов.

Модели функционирования манипуляторов роботов и робототехнических систем. Роботы относятся к сложным системам и поэтому безусловно не могут быть описаны какой-то одной моделью. Очевидно, речь идет об иерархии моделей (модели кинематики, динамики, системы управления и т.д.), первое место среди которых по-видимому принадлежит моделям кинематики манипуляционного механизма. Модели кинематики манипуляционных механизмов, решая прямую и обратную задачи кинематики, позволяют либо по предварительно формализованной зоне обслуживания определять координаты схвата, а следовательно и положение всех звеньев манипуляционного механизма, либо, задавая положение звеньев, определять положение и траекторию схвата. На первый взгляд, учитывая особенности конструктивных схем отдельных типов роботов, предполагается разработка для каждого типа робота своей модели кинематики. Такой путь при разработке САПР возможен для промышленных роботов, учитывая сравнительно небольшой набор конструктивно-кинематических схем. Однако, учитывая

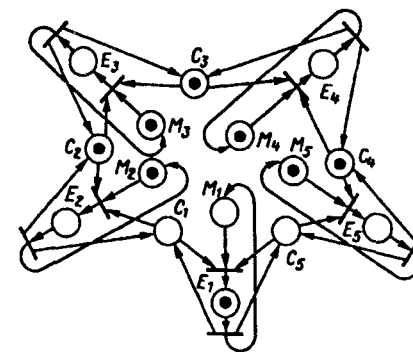


Рис. 10.19. Сеть Петри к задаче о китайских мудрецах

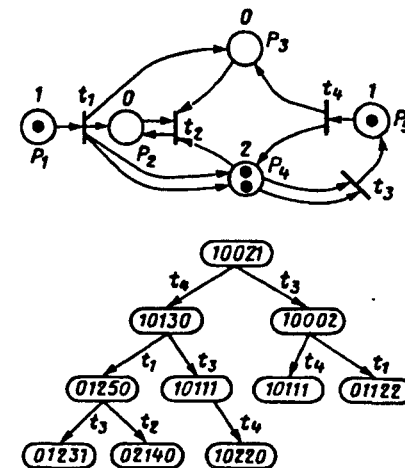


Рис. 10.20. Фрагмент "дерева достижимости" сети Петри

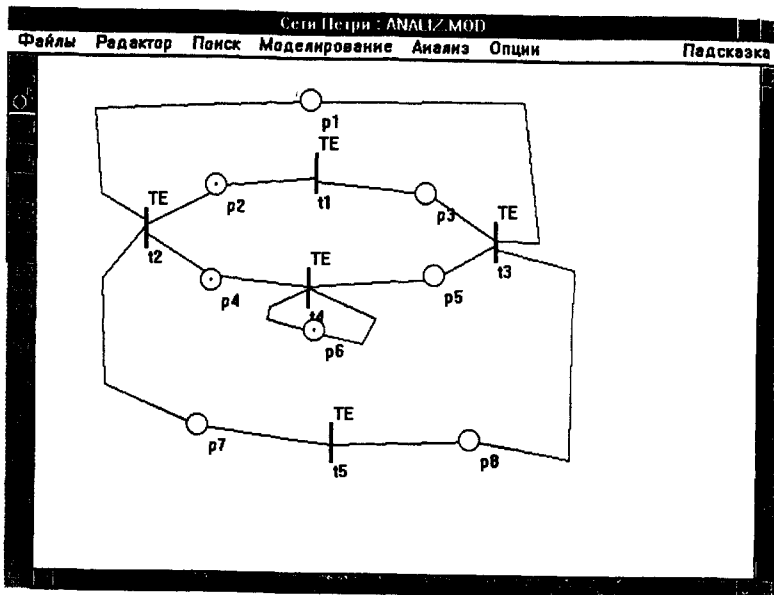


Рис. 10.21. Рабочее поле инструментальной панели пакета "Петрис"

вая интерактивный характер работы пользователя с САПР, предпочтительнее разработка универсальной, кинематической модели, зависящей от параметров  $r$  и  $k$ , связывающих вектор обобщенных координат манипулятора с вектором положения схвата [11]:

$$X = f(q, r, k); \quad \dot{X} = \left(\frac{\partial f}{\partial q}\right) \dot{q}.$$

Путем ввода конкретных значений  $k$  и  $r$ , от которых зависит эта модель, ее настраивают на конкретный тип кинематической схемы, и для этого конкретного типа решают обратные задачи кинематики для каждой выделенной точки в анализируемой зоне. При отрицательном результате (задача кинематики не имеет решения) осуществляют в интерактивном режиме изменение параметров манипулятора с последующим повторением решения.

Следующая математическая модель связана с обеспечением прочности и энергообеспечением робота. Задача этого модуля САПР — обеспечение выбора привода каждой из степеней подвижности возможно меньшей мощности. Главными варьируемыми параметрами являются конструктивные параметры звеньев манипулятора. Одними из характерных параметров, определяющих массовые характеристики звеньев, являются площадь и форма поперечного сечения звеньев. Очевидно, что при данных значениях длин звеньев, определенных решением задач кинематики, чем меньше площадь их сечения, тем меньше масса и момент инерции, а следовательно мощность привода звеньев. С другой стороны, уменьшение площади поперечного сечения

приводит к увеличению механических напряжений и прогиба в звене, что может привести к превышению допусков на прочность звеньев, или на точность выполняемой операции.

Таким образом возникает задача оптимизации. Она заключается в определении типа и параметров приводов минимальной мощности, являющейся функцией площади сечения звеньев. Задача ставится при наличии параметрических ограничений по мощности и габаритам и функциональных ограничений по изгибному прогибу. Если тип привода определен заранее, то рационально минимизировать время выполнения операций, т.е. оптимизировать цикл робота. Решение этой задачи основано на процедуре нахождения обобщенных сил, обеспечивающих выполнение базовых операций, определенных в виде вектора положения рабочего инструмента (схвата) с учетом транспортировки заданной массы. Для этого используется кинематическая модель робота, а также динамическая модель робота, связывающая вектор обобщенных сил робота  $Q$  с вектором обобщенных координат  $q(t)$ , скоростей  $\dot{q}(t)$  и ускорений  $\ddot{q}(t)$  [27]:

$$A(q, M, \theta, \lambda, X_0, K) \ddot{q} + \sum_{S=1}^m [\dot{q}^T D_S(q, M, \theta, \lambda, X_0, K) \dot{q}] e_S - Q_{\text{вес}}(q, M, \theta, \lambda, X_0, K) = Q + Q_b,$$

где  $A$  и  $D_S$  —  $m \times m$  матрицы инерции и коэффициентов Кристофеля 1-го рода;  $M, \theta, \lambda, X_0$  — параметры, определяющие соответственно массу, момент инерции, длину, центр масс звеньев манипулятора робота;  $K$  — параметр, характеризующий схему его механической конструкции;  $e_S$  — единичный вектор с  $S$ -ненулевой компонентой;  $Q_{\text{вес}}, Q_b$  —  $m$ -мерные векторы соответственно сил, определяемых весом звеньев, корпуса, переносимого роботом груза, и возмущающих сил.

Динамическая модель позволяет для каждого момента времени определить по заданным  $q(t), \dot{q}(t), \ddot{q}(t)$  требуемое значение вектора обобщенных сил  $Q(t)$ , которые должны обеспечить выбираемые приводы. Динамическая модель должна быть настроена на конкретный тип кинематической системы робота, для которого многократно решается прямая задача динамики, т.е. находится зависимость от времени вектора обобщенных сил  $Q(t)$  по заданным  $q(t), \dot{q}(t), \ddot{q}(t)$ . Варьируемым параметром может быть площадь поперечного сечения звеньев робота, которая определяет массы и моменты инерции звеньев. Поэтому для каждого нового значения площади поперечного сечения вводятся новые значения масс и моментов инерции звеньев. Выходными переменными решениями, помимо зависимости от времени обобщенных сил, являются зависимости от времени изгибных сил в опасных сечениях и изгибных деформаций.

Таким образом, в процессе многократного решения прямой задачи динамики каждый раз для меньшей площади сечения в конце концов определяются оптимальные значения мощностей, которые должны развивать приводы каждой из степеней подвижности робота:

$$P(t) = Q(t) \cdot \dot{q}(t).$$

Зависимости  $P(t)$  для каждой степени подвижности позволяют выбрать тип привода и редуктора.

Следующим этапом при разработке САПР роботов является разработка модуля, обеспечивающего возможности выбора типа и расчета параметров системы управления, т.е. определения вида и параметров зависимости вектора управления  $U_n$  от вектора обобщенных фазовых координат робота  $q_\phi = (q, \dot{q}, \ddot{q})$  и задающих воздействий  $q_3$ , а также других измеряемых датчиками величин, обеспечивающих качество переходного процесса. Возможным способом выбора является выбор с помощью направленного машинного эксперимента. Он основан на использовании динамической модели исполнительной системы робота, состоящей из модели механической системы и модели приводов в сочетании с моделью регулятора:

$$U = (q_3, \dot{q}_3, q, \dot{q}).$$

Например, уравнения движения манипулятора, показанного на рис. 10.22, имеют вид [19]:

$$\begin{bmatrix} a_1 & 0 & 0 \\ 0 & a_2(r) & 0 \\ 0 & 0 & a_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{r} \\ \ddot{\phi} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1(r, \dot{\phi}) \\ b_2(r, \dot{r}, \dot{\phi}) \\ a_3 g \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix},$$

где  $a_1 = m + m_1$ ;  $a_2(r) = (m + m_1)r^2 - m_1 r + m_1 l^2/3 + \theta m_2$ ;  $a_3 = m + m_1 + m_2$ ;  $b_1(r, \dot{\phi}) = [m_1 l/2 - (m + m_1)r] \dot{\phi}^2$ ;  $b_2(r, \dot{r}, \dot{\phi}) = 2[(m + m_1)r - m_1 l/2] \dot{r} \dot{\phi}$ ;  $m_1, m_2$  — массы звеньев манипулятора;  $l$  — длина верхнего звена;  $m$  — масса груза в схвате;  $r, \phi, y$  — цилиндрические обобщенные координаты;  $u_1, u_2, u_3$  — управления (усилия в приводах, развиваемые, например, гидродвигателями).

**Методы создания программного обеспечения САПР.** Создание программно-методического комплекса САПР для создания определенного типа изделий представляет собой сложную научно-техническую задачу, выполняемую большим коллективом специалистов, включая системных и прикладных программистов, технологов, схемотехников, специалистов по вычислительной технике и средствам связи. Проект САПР проходит все необходимые стадии, включая разработку ТЗ технорабочего проекта, отладку и тестирование, запуск в эксплуатацию. Наличие современных инструментальных средств автоматизированной разработки программного обеспечения позволяет сегодня разрабатывать программное обеспечение высокого уровня, создавая операционные

среды и оболочки САПР. В то же время ядром программного обеспечения САПР остаются базы данных, пакеты графического моделирования и прикладные расчетные программы. Именно при разработке этих пакетов от конструктора, проектировщика, технолога определенного типа технических объектов в значительной степени зависит эффективность разработки всего проекта САПР. При разработке баз данных и графических пакетов конкретной САПР возможны различные подходы. Распространенным методом является использование существующих СУБД и графических пакетов и адаптация их к разрабатываемой САПР.

**Основы создания баз данных.** Создание САПР немыслимо без системы накопления, хранения, обновления и воспроизведения данных самого разнообразного назначения и структуры. Автоматизированное проектирование робототехнических устройств предполагает быстрое получение информации о типах выпускаемых в стране и за рубежом роботов, номенклатуре и параметрах пневматических, гидравлических и электрических приводов, редукторов, металлопроката и неметаллических материалов, а также хранение проектной документации, возможность вызова чертежа на экран дисплея, геометрического моделирования объекта, т.е. изменения координат отдельных точек с пульта и программным путем. Все эти проблемы могут быть решены при наличии символьно-числовых и графических систем баз данных.

Таким образом, под базами данных будем понимать совокупность хранящихся вместе данных, которые можно обрабатывать различными программами, дополнять, модифицировать, обновлять с помощью СУБД. Разработка баз данных сегодня является одним из быстро развивающихся разделов информатики как в теоретическом, так и в практическом плане. В последнее время ежемесячно появляются новые разработки приложений на базе существующих СУБД, и ежегодно появляется новая СУБД. Если раньше базы данных создавались только для больших машин (мейнфреймов), то сегодня возможности современных персональных компьютеров позволяют создавать достаточно мощные информационные системы и в локальных сетях, и на АРМ. В каждом конкретном случае разработка баз данных, их типа, структуры связей и характера взаимодействия с внутренними и внеш-

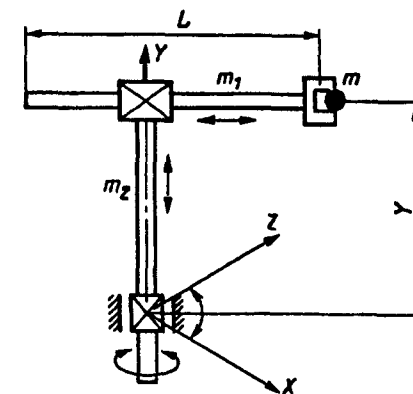


Рис. 10.22. Двухзвеноый манипулятор робота

ними объектами требуют достаточно глубокой проработки. Остановимся лишь на основных положениях и терминологии, позволяющих войти в круг вопросов, возникающих при разработке баз данных, и освоить необходимый инструментарий для решения достаточно простых задач. На сегодняшний день известны три основных типа баз данных: иерархические; сетевые; реляционные.

В САПР применяются все типы баз данных, так как они обладают наиболее сложными структурами данных. В отличие от иерархических и сетевых баз данных, реляционные базы данных имеют строгое математическое обоснование, базирующееся на теории множеств и аппарате реляционной алгебры. Этим определяется их широкое распространение в мировой практике.

Основными понятиями реляционных баз данных являются [44]: тип данных; домен; атрибут; кортеж; отношение; первичный ключ.

Понятие типа данных в реляционной модели данных полностью совпадает с понятием типа данных в языках программирования. В рассмотренной ниже СУБД поддерживаются символьные, численные, логические данные, а также данные типа "дата". В других СУБД могут допускаться и другие типы данных, например: специализированный тип численных данных "деньги" или битовая строка.

Домен в общем случае определяется заданием некоторого базового типа данных, к которому относятся элементы домена и произвольного логического выражения, применяемого к элементу типа данных. Если вычисление этого типа данных дает результат "истина", то элемент данных является элементом домена. Таким образом, на множестве определенного типа данных домены образуют некоторое подмножество, удовлетворяющее определенному логическому выражению. Большинство СУБД не поддерживают (за исключением ORACLE V7) понятия домена. Тем не менее, в неявном виде во всех СУБД работает правило, основанное на понятии домена: данные могут сравниваться (а следовательно, с ними можно проводить и математические операции) только в этом случае, если они относятся к одному домену. Например, в файле данных, содержащем численные параметры насосов, нельзя сравнивать давление и подачу, так как они относятся к разным доменам. В множестве одного домена может быть несколько подмножеств, имеющих имена-атрибуты. Например, атрибут — номинальное давление насоса и атрибут — максимальное давление насоса заданы на одном домене — давление насоса. Домены или тип данных (если понятие домен не поддерживается конкретной СУБД) и атрибуты образуют схему отношения, под которой понимается именованное множество пар — имя домена (или тип) — имя атрибута. Если все атрибуты одного отношения определены на разных доменах (давление, подача, КПД, масса и т.д.), допустимо для наименования атрибутов использовать имена соответствующих доменов.

*Кортеж*, соответствующий данной схеме отношения, — это множество пар: имя атрибута — значение. "Значение" является допустимым значением домена данного атрибута (или типа данных, если понятие домена не поддерживается). Таким образом, кортеж это набор именованных значений заданного типа. А *отношение* — это множество кортежей, соответствующих одной схеме отношения. Несколько схем отношений образуют структуру БД, т.е. схема БД в структурном смысле — это набор именованных схем отношений. Например, база данных "Гидроаппаратура" структурно состоит из схем отношений: насосы, гидродвигатели, клапаны, распределители, фильтры и т.д.

Практически рассмотренные теоретические понятия — отношение, атрибут, кортеж — сводятся к понятиям таблица, столбец, строка. Отношение — это двумерная именованная таблица, заголовком которой является схема отношения, а строками — кортежи. Имена атрибутов в этом случае именуют столбцы этой таблицы. Поэтому, когда говорят столбец таблицы, имеется в виду "атрибут отношения".

Реляционная база данных — это набор таблиц-отношений, имена которых совпадают с именами схем отношений в схеме БД. Таким образом, основные понятия реляционных баз данных достаточно просты и имеют простую интуитивную интерпретацию, хотя в теории реляционных БД все они определяются абсолютно формально и точно, что выгодно отличает реляционные базы от других типов БД.

Отношения имеют ряд важных свойств:

отсутствие дубликатов. Это свойство следует из определения отношения как множества кортежей. В то же время в классической теории множеств каждое множество состоит из различных элементов по определению. Из этого свойства вытекает наличие у каждого отношения *первичного ключа* — набора атрибутов, значения которых однозначно определяют кортеж отношения;

отсутствие упорядоченности кортежей. Отсутствие упорядоченности множества кортежей дает дополнительную гибкость СУБД при хранении БД и при выполнении запросов к БД;

отсутствие упорядоченности атрибутов. Атрибуты отношений не упорядочены, поскольку по определению схема отношения есть множество пар: имя атрибута — имя домена. Это свойство теоретически позволяет модифицировать схемы отношений не только добавлением атрибутов, но и удалением существующих атрибутов.

атомарность значений атрибутов. Значения всех атрибутов являются атомарными. В реляционных БД допускаются только нормализованные отношения.

Пример ненормализованного отношения (для шестеренного насоса):

Индекс	Давление
иш-8	10
иш-10	16
иш-100	14
иш-32	14

Пример нормализованного отношения (для шестеренного насоса):

Индекс	Давление
иш-8	10
иш-10	16
иш-100	14
иш-32	14

Нормализованные отношения составляют основу классического реляционного подхода к организации БД. Некоторые осложнения, вызываемые необходимостью представлять информацию только в виде двумерных (плоских) таблиц, компенсируются простотой манипулирования данными. В основе механизма манипуляции данными лежит основанная на теории множеств реляционная алгебра и базирующееся на математической логике реляционное исчисление. Реляционная алгебра основана на теоретико-множественных операциях, дополненных некоторыми специфическими операциями, разработанными специально для БД [44].

Теоретико-множественными операциями являются: объединение отношений; пересечение отношений; взятие разности отношений; декартово произведение отношений. Специальными реляционными операциями являются: ограничение отношения; проецирование отношения; соединение отношений; деление отношений. Почти все перечисленные операции обладают простой интерпретацией.

При выполнении операции объединения двух отношений производится отношение, включающее все кортежи, входящие хотя бы в одно из отношений операндов.

Операция пересечения двух отношений производит отношение, включающее все кортежи, входящие в оба отношения-операнда.

В результате выполнения операции разности двух отношений получается новое отношение, включающее все кортежи, входящие в отношение-первый операнд (ни один из них не входит в отношение, являющееся вторым операндом).

В результате выполнения декартова произведения двух отношений производится отношение, кортежи которого являются конкатенацией (сцеплением) кортежей первого и второго операндов.

При выполнении ограничения отношения по некоторому условию появляется новое отношение, включающее кортежи отношения-операнда, удовлетворяющие этому условию.

Выполнение проекции отношения на заданный набор его атрибутов производит отношение, кортежи которого получаются путем взятия соответствующих значений из заданных столбцов кортежей отношения-операнда.

При соединении двух отношений по некоторому условию получается результирующее отношение, кортежи которого являются конкатенацией кортежей первого и второго отношений, удовлетворяющих этому условию.

При выполнении операции реляционного деления получают результирующее отношение, состоящее из одноатрибутных кортежей первого операнда (множество значений второго операнда при фиксированном значении первого операнда совпадает со множеством значений второго операнда).

Кроме того, в состав алгебры включается операция присваивания, позволяющая сохранить в БД результаты вычисления алгебраических выражений, и операция переименования атрибутов, дающая возможность корректно сформировать заголовок (схему) результирующего отношения.

Таким образом, реляционные БД имеют наиболее строгое математическое обоснование при достаточно простой структуре.

Создание базы данных. Реляционные базы данных основаны на одном из наиболее естественных способов представления данных в виде двумерной таблицы-массива, образующей файл данных, записанный в определенном формате. Формат записи данных зависит от конкретной СУБД. Одним из требований, предъявляемых к современным СУБД, является возможность импортировать данные других форматов. Каждая строка таблицы реляционной БД представляет собой одну запись файла данных (кортеж), каждый столбец — именованное (атрибут) поле записей. К структуре таблицы предъявляются требования, основанные на изложенных выше теоретических положениях, и по существу являющиеся правилами разработки структуры реляционной БД:

каждый элемент таблицы (пересечение строки со столбцом) — один элемент данных. Повторяющиеся группы отсутствуют;

все столбцы в таблице однородны, т.е. элементы столбца имеют одинаковый тип данных и одинаковую природу;

столбцам присваиваются однозначные оригинальные имена. Два столбца не могут быть под одним именем;

в таблице исключаются две одинаковые строки;

при выполнении операций с таблицей ее строки и столбцы можно обрабатывать в любом порядке безотносительно к их информационному содержанию.

В соответствии с последним требованием обеспечивается прямой доступ к данным, и реализуется принцип "многих ко многим". В настоящее время существует несколько мощных реляционных СУБД. В наиболее строгом и законченном виде они могут быть представлены четырьмя версиями первой реляционной СУБД dBASE: dBASE II, dBASE III, dBASE III PLUS, dBASE IV. Рассмотрим русскоязычную версию СУБД типа dBASE "РЕБУС".

СУБД dBASE, разработанная фирмой Ashton-Tate (США) для 8-разрядных персональных ЭВМ с оперативной памятью 64К и накопи-

телем на гибких дисках, интенсивно развиваясь, стала одной из наиболее распространенных СУБД в мировой практике. Последние версии требуют достаточно мощных аппаратных средств. Наиболее приемлемой в этом смысле является СУБД dBASE III PLUS, обладающая широкими возможностями при достаточно скромных аппаратных требованиях. Для работы необходим 16-разрядный процессор с объемом оперативной памяти не менее 256К и двумя накопителями на гибких дисках. Отличительной особенностью системы является наличие не только командного и программного режимов создания БД и управления ими, но и режима "Ассистент" (ASSISTAN), в котором специальный набор падающих меню создает дружественную обстановку для пользователя, не требуя от него знания большинства команд внутреннего языка. Версия имеет развитый интерфейс с внешней средой и средства организации работы в вычислительной сети.

dBASE — это система управления БД, т. е. средство, облегчающее хранение, поиск, модификацию, селективное информирование, вывод ее на печать в самых разнообразных формах. Предположим, что требуется создать информационную систему, располагающую данными о некоторой группе объектов (например, гидронасосы, гидродвигатели, распределители, регуляторы, усилители и т. д.). Данные о параметрах каждого объекта должны храниться в отдельных местах, называемых полями. Как указывалось выше, поля должны содержать однородную информацию. Поэтому для всех типов насосов поле — номинальное рабочее давление должно хранить информацию именно о номинальном давлении. В это поле не может быть записана информация об объемной постоянной или максимально допустимом давлении. Для размерных параметров, записанных в однородных полях числового типа, желательно сохранять одинаковую размерность. Совокупность полей об одном объекте, например, насосе, называется записью. Записи о всех насосах должны иметь одно и то же число полей, следующих друг за другом в одном и том же порядке. Если для какого-либо насоса информация о параметре отсутствует, поле остается пустым. Совокупность записей о всех однородных объектах образует файл. Одним из важнейших преимуществ реляционных БД является возможность организации сложных наборов данных (выборок) из разных файлов. Связи (отношения) между записями различных файлов БД устанавливаются через одноименные поля. Таким образом возможен подбор, например, по заданному к номинальному давлению насоса, распределителя, предохранительного клапана и гидродвигателя. Причем, информация об указанных объектах будет храниться в различных файлах. При развитой системе запросов подобная возможность по-видимому может оказаться весьма полезной при разработке САПР.

Каждое поле в dBASE должно иметь англоязычное имя (так же как и файлы), состоящее не более чем из десяти символов. Пробелы недопустимы. Целесообразно так именовать поля, чтобы они давали информацию о размещаемых в поле данных (mass, pressure и т. д.). На-

пример для файла с данными о насосах могут быть выбраны следующие поля:

- TYPE — тип насоса;
- INDEX — индекс насоса;
- QCONST — объемная постоянная;
- N\_ROTOR — номинальная частота вращения;
- N\_PRESS — номинальное давление;
- M\_PRESS — максимальное давление;
- H\_SUCT — высота всасывания;
- Q\_KPD — объемный к.п.д.

В полях файлов данных могут быть размещены данные пяти типов: *C* — строка символов; *N* — численные данные; *D* — дата; *L* — логическая величина; *M* — текст.

Поле строки символов может содержать любые символы. Над данными символьных полей не могут быть выполнены арифметические расчеты. Поле для размещения числовых данных позволяет хранить в нем информацию в виде цифр, десятичной точки и знака. Над данными числовых полей могут выполняться математические операции. Поле для размещения даты предназначено для размещения информации о дате в формате MM/DD/YY: *MM* — две цифры месяца; *DD* — условное обозначение дня месяца; *YY* — условное обозначение года. Содержимое полей для размещения логических величин может принимать значение TRUE (истинно) или FALSE (ложно) и обозначаются .Т. либо .F. соответственно.

Поля типа "МЕМО" используются для размещения текстовой информации (строки символов), являющейся указателем об информации, содержащейся в специальном файле.

Файл Создать Обновить Найти Выбрать Порядок Изменить Сервис 08:48:17 pm

Файл 01.dbf Стран-let Запрос-ort Категория-cat Выборка-yes Итого	ВУЛТОН.DBF ОЛАТОН.DBF РИТОН.DBF ПРОМАЗ.DBF ВУЛТОН.DBF ВОЛАН1.DBF ВОЛОНА.DBF САМПЛ.DBF СТОНЕРТ.DBF ТРЕСОН.DBF УТЛАТОН.DBF ВОК.DBF ВУЛСОН.DBF ПОН1.DBF ПОН.DBF ПРОМАЗ.DBF РОТОР2.DBF	Добавить Редакт Вывод Правка Замена Удален Отмена Сжать	Список Вывод Отчет Марка Итого Среднее Число	ASSEMB.FRM FBR.FRM FIRE1.FRM FOND.FRM FONDA.FRM KBF1.FRM PRIMA.FRM SAMPLE.FRM Z1.FRM
---	--	--	--	--

Команда: REPORT FORM C:  
 ASSIST || <C> || РОБОТНА || Зап: 19/23 ||  
 Выбор - <Ret>.  
 Вывод содержимого файла БД с использованием маски отчета.

Рис. 10.23. Функциональные зоны стандартного экрана СУБД "РЕБУС"



**Структура файла данных.** Формирование структуры файла данных является наиболее ответственной процедурой, так как внесение последующих изменений и корректировок структуры файла данных сопряжено с возможностью потери данных [23]. Прежде, чем создавать файл, необходимо определить тип каждого поля записи, длину (размер) поля, количество цифр справа от десятичной точки (если поле предназначено для размещения действительных чисел).

Рассмотрим структуру файла данных гидронасосов:

```
use pump2
list structure to print
Структура файла БД: C: pump2.dbf
Количество записей:      8
Дата последнего обновления: 01/24/98
```

Поле	Имя поля	Тип	Длина	Точ
1	TYPE	Символы	3	
2	INDEX	Символы	10	
3	WVOIUM	Числа	5	1
4	N_GIVING	Числа	5	1
5	N_PRESSURE	Числа	3	1
6	M_PRESSURE	Числа	3	1
7	N_FREQUENC	Числа	4	
8	M_FREQUENC	Числа	4	
9	MIN_FREQU	Числа	4	
10	N_POWER	Числа	5	2
11	Q_KPD	Числа	4	2
12	FULL_KPD	Числа	4	2
13	RESOURCE	Числа	5	
14	.MASS	Числа	4	
**ИТОГО**			64	

Длина поля для строки символов может быть любой в пределах от 1 до 254 символов. Длина поля для размещения числа должна быть в диапазоне от 1 до 19 цифр. Для десятичной точки предусматривается одна позиция с максимальным допустимым числом справа от десятичной точки 15 цифр. Длина поля для размещения логической величины равна одному символу. Максимальная длина поля "MEMO" равна 10 символам.

Информация, указателем которой является поле "MEMO", хранится в отдельном файле, длина которого может достигать 4096 символов. Предельно допустимое значение строк файла данных dBASE равно одному миллиарду, а максимальное число символов — не более двух миллиардов. Запись не может содержать более 128 полей, а общее число символов во всех полях не должно превышать 4000 символов. После определения структуры файла ему присваивается имя, содержащее до восьми символов с расширением ".dbf". Структура файла может быть модифицирована.

**Команды СУБД "РЕБУС".** Все операции в рамках СУБД "РЕБУС"-dBASE производятся с помощью команд и функций. В dBASE III PLUS 120 команд и 30 функций, с помощью которых пользователь может непосредственно производить все операции с клавиатуры, либо программировать их с помощью внутреннего языка. Команды позволяют манипулировать файлами, управлять работой периферии, производить ввод, поиск, просмотр и сохранение информации, создавать и модифицировать структуру файлов, уничтожать или "скрывать" информацию, осуществлять движение по строкам и полям, обеспечивать редактирование файлов.

Команда

USE [имя файла]

позволяет загрузить файл данных. По умолчанию полагается, что файл имеет расширение ".dbf".

Команда

LIST STRUCTURE

выводит на экран структуру загруженного файла, а команда

LIST STRUCTURE TO PRINT

распечатывает структуру файла на принтере.

Для копирования файла данных используется команда COPY TO [имя файла].

Если есть необходимость скопировать файл с именем PUMP2.DBF в файл с именем WORK.DBF (такая операция может быть полезной при необходимости корректировки структуры исходного файла данных) на текущем диске, то подается команда

USE PUMP

COPY TO WORK

Если необходимо скопировать только структуру исходного файла, подается команда

COPY STRUCTURE TO WORK

```
Структура файла БД: C: pump2.dbf
Количество записей:      8
Дата последнего обновления: 01/24/98
```

Поле	Имя поля	Тип	Длина	Точ	Ins
1	TYPE	Символы	3		
2	INDEX	Символы	10		
3	WVOIUM	Числа	5	1	
4	N_GIVING	Числа	5	1	
5	N_PRESSURE	Числа	3	1	
6	M_PRESSURE	Числа	3	1	
7	N_FREQUENC	Числа	4		
8	M_FREQUENC	Числа	4		
9	MIN_FREQU	Числа	4		
10	N_POWER	Числа	5	2	
11	Q_KPD	Числа	4	2	



Поле	Имя поля	Тип	Длина	Точ
12	FULL_KPD	Числа	4	2
13	RESOURCE	Числа	5	
14	MASS	Числа	4	
**ИТОГО**			64	

copy to work  
work.dbf уже существует, перезаписать? (Y/N) Yes  
8 записей скопир

.use work  
.list structure  
Структура файла БД: C: work.dbf  
Количество записей:  
Дата последнего обновл: 11/22/97

Поле	Имя поля	Тип	Длина	Точ
1	TYPE	Символы	3	
2	INDEX	Символы	10	
3	WVOIUM	Числа	5	1
4	N_GIVING	Числа	5	1
5	N_PRESSURE	Числа	3	1
6	M_PRESSURE	Числа	3	1
7	N_FREQUENC	Числа	4	
8	M_FREQUENC	Числа	4	
9	MIN_FREQU	Числа	4	
10	N_POWER	Числа	5	2
11	Q_KPD	Числа	4	2
12	FULL_KPD	Числа	4	2
13	RESOURCE	Числа	5	
14	MASS	Числа	4	
**ИТОГО**			64	

copy to work  
work.dbf уже существует, перезаписать? (Y/N) Yes  
8 записей скопир

Полный список команд можно найти в литературе [38] или воспользоваться командой HELP (клавиша F1).

Функции выполняют задачи арифметики и логики, ветвление алгоритмов при программировании, управляют периферией, обеспечивают операцию макроподстановки, удаляют записи, определяют конец файла, тип переменных, обрабатывают символьные переменные. Работа с файлами как с клавиатуры, так и при программировании довольно часто требует определения начала и конца файла.

Наберем на клавиатуре  
USE PUMP  
GO TO 15  
? EOF ( )

На экране воспроизводится .F., поскольку функция EOF ( ) не обнаружила конца файла

```
. use pump2
. goto 5
. ? eof ( )
.F.
```

Для проверки наличия файла PUMP2 на диске необходимо ввести ? FILE ('PUMP2.DBF'). На экране воспроизводится .T.:  
? FILE ('PUMP2. DBF')  
.T.

Функция FILE используется для проверки наличия файла на текущем диске.

Одной из функций, обладающей большими возможностями при программировании, является функция макроподстановки. Введем с клавиатуры

```
FILENAME = 'PUMP2'
USE & FILENAME
```

С помощью функции макроподстановки & dBASE воспринимает значение переменной FILENAME как имя подлежащего открытию файла (PUMP2):

```
. FILENAME='PUMP2'
PUMP2
. USE & FILENAME
. list INDEX, N_PRESSURE, N_POWER
```

Запись#	INDEX	N_PRESSURE	N_POWER
1	Г12-31АМ	6.3	1.04
2	Г12-31М	6.3	1.60
3	Г12-32АМ	6.3	1.90
4	Г12-24АМ	6.3	7.00
5	Г12-25АМ	6.3	13.40
6	Г12-25М	6.3	17.30
7	Г12-26М	6.3	24.20
8		0.0	0.00

Переменные. В dBASE существуют два типа переменных. Одним типом переменной является само поле, так как содержание полей может изменяться. Вторым типом переменных являются временные переменные, не хранящиеся в файле данных. Временные переменные необходимы для манипулирования данными в файлах данных при программировании пользовательских программ. Для хранения временных переменных используется специальная пользовательская область памяти (user memory area), а сами переменные называются переменными памяти, в отличие от переменных файлов данных, роль которых выполняют поля записей.

Область пользовательской памяти позволяет разместить до 256 переменных памяти с общим объемом до 6000 символов. К временным переменным применимы все правила манипуляций с полями записей. В отличие от полей записей, временные переменные имеют только четыре типа данных: строка символов (C), численные (N), дата (D), логическая величина (L). Тип временной переменной устанавливается автоматически в процессе присвоения ей определенного значения. Для просмотра перечня текущих переменных и значения и типа каждой из них следует ввести команду DISPLAY MEMORY или LIST MEMORY.

На экране появится сообщение

```
display memory
0 переменной установлен,      0 байт исп
256 переменных можно создать, 6000 байт доступно
```

Если теперь ввести с клавиатуры  
STORE 'FILENAME' TO PUMP2  
DISPLAY MEMORY

Для присвоения числового значения достаточно набрать  
STORE 250 TO CASH  
или еще проще  
CASH=250  
DISPLAY MEMORY

После выполнения команд на экране дисплея получим:

```
. DISPLAY MEMORY
FILENAME pub C "PUMP2"
1 переменной установлен,      7 байт исп
255 переменных можно создать, 5993 байт доступно
```

```
.store 'filename' to pump2
filename
.display memory
FILENAME pub C "PUMP2"
PUMP2 pub C "filename"
2 переменных установлен,      17 байт исп
254 переменных можно создать, 5983 байт доступно
```

```
.store 250 to CASH
250
.display memory
FILENAME pub C "PUMP2"
PUMP2 pub C "filename"
CASH pub N 250 (250.00000000)
3 переменных установлен,      26 байт исп
253 переменных можно создать, 5974 байт доступно
```

В случаях когда значения временных переменных необходимо сохранить (например, если они выполняют роль констант), следует записать временные переменные в специальный файл временных переменных. Для создания файла временных переменных необходимо выполнить команду

## SAVE TO BREEZE

BREEZE — имя файла, к которому команда SAVE автоматически добавляет расширение .MEM (признак файла переменных). Завершение работы с dBASE командой QUIT приводит к потере информации временных переменных. Информация, записанная в файле временных переменных, сохраняется и может быть вызвана командой RESTORE FROM [имя файла]. Все сохраненные временные переменные со своими значениями будут восстановлены в памяти:

```
. save to breeze
? file ('BREEZE.MEM')
.T.
```

```
. restore from BREEZE
. DISPLAY MEMORY
FILENAME pub C "PUMP2"
PUMP2 pub C "filename"
CASH pub N 250 (250.00000000)
3 переменных установлен,      26 байт исп
253 переменных можно создать, 5974 байт доступно
```

Ранее рассматривались два типа файлов с расширениями dbf и mem. В dBASE III PLUS существуют еще несколько типов файлов, отличительными признаками которых являются их расширения:

- DBF — файл данных;
- NDX — индексный файл;
- BAK — файл копии данных;
- DBT — файл с информацией, адресуемой полями MEMO;
- FMT — файл формата;
- PRG — программный файл;
- GRY — файл отчета;
- VUE — файл экрана;
- CAT — файл каталога.

Если файлы с расширением BAK., CAT., FMT носят служебный характер, то файлы с расширением .NDX., .GRY., .VUE., .PRG., .DBF занимают основное место в операциях dBASE.

**Индексные файлы.** Одно из главных требований, предъявляемых к СУБД, является скорость поиска информации. В dBASE существуют команды, позволяющие найти информацию в файле: FILTER, LOCATE, CONTINUE. Однако при наличии в файле большого количества неупорядоченных записей поиск происходит достаточно медленно. С целью упорядочения записей в файле применяется операция индексирования файла по ключу, т. е. расположение строк в определенном порядке (например, по алфавиту). В качестве ключевого может использоваться любое из полей как символьных, так и числовых. Индексный файл имеет специальное расширение .NDX. Скорость поиска информации в индексном файле существенно повышается.

Выберем в качестве ключевого поля — грузоподъемность работа в базе данных роботов ROBOT.MEM.DBF. Для создания ключевого поля

необходимо ввести команду INDEX ON CAPACITY TO CAPIDX. Система выдаст сообщение: 10 записей проиндексировано. Команда INDEX создает файл с именем CAPIDX.NDX.

Покажем поля неиндексированного файла ROBOTMA.DBF;

USE ROBOTMA

LIST RMODEL, CAPACITY

2	Контур	3.00
3	ПРК-20	20.00
4	РБ-200	15.00
5	RMIP-900	10.00
6	PRO-30	30.00
7	RPA-80	63.00
8	PR-32E	80.00
9	PAINTER (BASFER)	25.00
10	JOB 'OT-20	50.00
11	SPRAING ROBOT	136.00
12	ASEA IRB-6	6.00
13	ASEA IRB-60	60.00
14	COAT-a-MATIC	15.00
15	TRALLFA-3000S	14.00
16	MITSUBISHI-IWATA	3.00
17	SANDSTRAND	11.30
18	6 CH ARM	54.00
19	PUMA Series 250	1.50
20	PUMA Series 500	2.30
21	UNIMATE MULTI-ARM ROBOT SYSTEM	20.00
22	UNIMATE MULTI-ARM ROBOT Mod. 6060	60.00
23	STANFORD-ARM	5.00

Данные в поле CAPACITY расположены в произвольном порядке. В индексном файле CAPIDX.NDX данные по грузоподъемности отсортированы по возрастающей сверху вниз:

index on capacity to capidx

20	PUMA Series 500	2.30
1	Колер	3.00
2	Контур	3.00
16	MITSUBISHI-IWATA	3.00
23	STANFORD-ARM	5.00
12	ASEA IRB-6	6.00
5	RMIP-900	10.00
17	SANDSTRAND	11.30
15	TRALLFA-3000S	14.00
4	РБ-200	15.00
14	COAT-a-MATIC	15.00
3	ПРК-20	20.00
21	UNIMATE MULTI-ARM ROBOT SYSTEM	20.00
9	PAINTER (BASFER)	25.00
6	PRO-30	30.00
10	JOB 'OT-20	50.00
18	6 CH ARM	54.00
13	ASEA IRB-60	60.00

22	UNIMATE MULTI-ARM ROBOT Mod. 6060	60.00
7	RPA-80	63.00
8	PR-32E	80.00
11	SPRAING ROBOT	136.00

При работе с индексными файлами для поиска информации используются команды FIND и SEEK. Команду FIND используют при работе с символьными переменными или макроподстановками.

Команда SEEK используется при работе с численными данными, датами и временными переменными. Загрузив файл ROBOTMA вместе с ключом, хранящемся в индексном файле CAPIDX.NDX, наберем команду

SEEK 60

DISPLAY RMODEL, CAPACITY.

В результате получим модель робота ASEA IRB-60 грузоподъемностью 60 кг.

Попытка сразу воспользоваться командой FIND для поиска модели робота, имя которой начинается с латинского "S" не приносит успеха. База данных не проиндексирована по ключевому полю "RMODEL". Проиндексировав файл ROBOTMA по ключу "RMODEL" и записав "ключ" в индексный файл MODIDX, снова наберем команды

FIND S

DISPLAY RMODEL, CAPACITY.

В результате получим название и грузоподъемность модели "SANDSTRAND":

. USE ROBOTMA INDEX CAPIDX

. SEEK 60

. DISPLAY RMODEL, CAPACITY

Запись#RMODEL

13 ASEA IRB-60

CAPACITY  
60.00

.FIND S

Не найд.

. INDEX ON RMODEL TO MODIDX

100 % проинд 23 Записей проинд

. FIND S

. DISPLAY RMODEL, CAPACITY

Запись# RMODEL

17 SANDSTRAND

CAPACITY  
11.30

Файл выборки с расширением .VUE предназначен для хранения перечня отдельных имен полей одного или нескольких файлов данных, что позволяет просматривать содержимое только этих полей.

Файл запроса, имеющий расширение .GRY, содержит задаваемые фильтрами условия, которые определяют, какая информация записей текущего формата подлежит отображению.

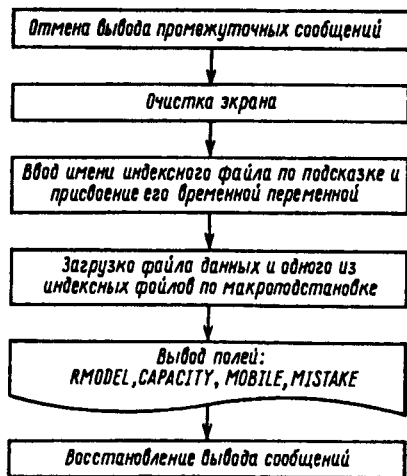


Рис. 10.25. Схема программы DRIVE

Покажем алгоритм решения простейшей задачи (рис. 10.25). При своем ей имя DRIVE. Для ввода текста программы используется команда `MODIFY COMMAND DRIVE`. Эта команда переводит dBASE в режим работы "WORD PROCESSOR" (обработчик текста). Команда `MODIFY COMMAND` реализует операции так называемого полноэкранный редактирования. Для сохранения программы после записи достаточно нажать пару клавиш `Ctrl-W`:

```
*DRIVE.PRG 5/19/96
*GET THE NAME OF AN INDEX FILE FOR DISPLAY
set talk off } — команда отмены вывода промежуточных сообщений
clear } — команда очистки экрана
accept "Введите имя индексного файла (CAPIDX, MOBIDX, MISIDX)
to dx
use robotma index & dx } загрузка файла данных и одного из индексных файлов с
использованием макроподстановки
clear
list RMODEL, CAPACITY, MISTAKE, MOBILE } вывод необходимых полей
set talk on
```

Запуск команды на выполнение осуществляется командой `DO`.

Покажем листинг и результат выполнения командного файла `ROBOT.PRG`:

```
.type robot. prg
clear
set talk off
use robotma
list rmodel, country, capacity for capacity < 10
```

Программирование на языке dBASE. Под программированием на языке dBASE понимается объединение команд в так называемые командные файлы, которые по существу являются программными. Командные файлы позволяют одну и ту же группу команд выполнять без повторного набора на клавиатуре их текста. По умолчанию имени программы присваивается расширение `.PRG`. Техника написания программ командных файлов не отличается от написания обычных программ. Прежде чем написать программу, необходимо сформулировать поставленную задачу на естественном языке, отобразив алгоритм ее решения на блок-схеме.

```
wait
set talk on
Запись #      rmodel      country      capacity
1      Колер      СССР      3.00
2      Контур      СССР      3.00
12     ASEA IRB-6  ШВЕЦИЯ     6.00
16     MITSUBISHI-IWATA  ЯПОНИЯ     3.00
19     PUMA Series 250  АНГЛИЯ     1.50
20     PUMA Series 500  АНГЛИЯ     2.30
23     STANFORD-ARM    США        5.00
```

Нажмите любую клавишу . . .

С помощью командных файлов при создании программ САПР можно создать достаточно удобную систему поиска данных. В разработанном файле программным путем может быть произведен поиск роботов в определенном диапазоне грузоподъемностей:

```
SET TALK OFF
ACCEPT "Введите верхний предел грузоподъемности робота" to GMAX
ACCEPT "Введите нижний предел грузоподъемности робота" to GMIN
ACCEPT "Введите имя индексного файла
(CAPIDX, MOBIDX, MISIDX) "to IDX
USE ROBOTMA INDEX & IDX
CLEAR
LIST PRESS, RMODEL, CAPACITY, MISTAKE FOR CAPACITY >= GMIN
<= GMAX
SET TALK OFF

.do robot2
enter MAX capacity80
enter MIN capacity20
name INDEX file (CAPIDX, MOBIDX, MISIDX) capidx
RMODEL      CAPACITY      MISTAKE
Запись#
3      PRK-20      20.00      3.00
21     UNIMATE MULTI-ARM ROBOT SYSTEM  20.00      1.00
9      PAINTER (BASFER)      25.00      0.40
6      PRO-30      30.00      0.40
10     JOB 'OT-20      50.00      0.50
18     6 CH ARM      54.00      1.27
13     ASEA IRB-60      60.00      0.40
22     UNIMATE MULTI-ARM ROBOT Mod.  60.00      1.00
6060
7      RPA-80      63.00      0.50
8      PR-32E      80.00      0.60
```

Выполнение программы позволяет по сделанному запросу получить информацию о роботах в заданном диапазоне грузоподъемностей.

Возможности программирования в dBASE значительно расширяются при использовании конструкций ветвления: `IF-ELSE-ENDIF`, `DO WHILE-ENDDO`

Использование конструкций ветвления позволяет создавать достаточно гибкие командные файлы. Приведем пример простейшей программы:

```
ACCEPT "Введите код" to COD
IF NUM < > 1989
? "Код набран неправильно"
ELSE
? "Добро пожаловать"
ENDIF
```

Конструкция IF-ELSE-ENDIF, как и аналогичные конструкции в других языках, допускает неограниченное число вложений. Конструкция DO WHILE-ENDDO позволяет выполнять группу команд до тех пор, пока остается справедливым некоторое условие. Все команды, расположенные внутри DO WHILE (признак начала) и ENDDO (признак конца), выполняются последовательно и повторно до тех пор, пока истинно условие, указываемое непосредственно после DO WHILE. Конструкция DO WHILE может быть вложена в конструкцию IF-ENDIF и наоборот. Приведем программу подсчета общего количества насосов с давлением выше 25 МПа:

```
SET TALK OFF
PUBLC PUMP
PUMP=0
CLEAR
SET CONSOLE OFF
SET PRINT ON
USE MOTORS INDEX PRESIDX
DO WHILE .NOT.EOF()
IF PRESS >=25
LIST PRESS,QCONST
ELSE
SKIP
ENDIF
PUMP=PUMP+1
ENDDO
```

Заметим здесь, что в языке dBASE отсутствует оператор печати. Управление периферийными устройствами производится непосредственно с помощью команд языка.

**Программирование меню.** При разработке САПР разного уровня, особенно для пользователей, не знающих внутреннего языка СУБД (а это становится одним из требований к программному обеспечению САПР), весьма эффективной становится разработка различного рода меню, кнопок, "иконок" и т. д., создающих наиболее доброжелательную атмосферу для пользователей — конструкторов и проектировщиков технических проектов.

Программная разработка меню dBASE выполняется достаточно простыми средствами. Основная задача программы "меню" — воспроизвести на экране информацию, дающую возможность конструктору сделать тот или иной выбор при решении конкретной задачи

(будь то марка материала, модель робота, тип гидроаппаратов или тип расчетной программы). Сделав выбор на экране, мы получаем результаты выполнения некоторых операций, или перед нами возникает следующее меню, дающее возможность очередного выбора. Таким образом, меню могут быть организованы в иерархическую структуру, причем глубина структуры практически не ограничена. Последнее дает возможность структурирования данных в БД САПР, т. е. организации иерархических структур файлов данных. Пользуясь меню, можно запускать программу на выполнение, не пользуясь командой DO с указанием соответствующего имени программы. Таким образом пользователь может быть избавлен от необходимости изучения языка dBASE.

Для создания меню dBASE располагает набором команд, позволяющих обеспечить при выводе информации на экран или принтер позиционирование информации. При позиционировании информации используется стандарт IBM, при котором поле разделяется на 25 горизонтальных строк и 80 вертикальных колонок (столбцов). Координаты позиции в поле экрана задаются номером строки и номером столбца, отделяемых друг от друга запятой. Например, координаты 5,7 обозначают точку пересечения пятой строки и седьмого столбца. Нулевая строка не используется, так как она зарезервирована для сообщений dBASE. Для позиционирования информации используются команды:

"?", @, SAY, @, GET, READ.

Наберем на клавиатуре:

@ 10,25 SAY "МИИТ"

Литерал МИИТ будет воспроизведен в центре экрана.

Если теперь набрать

@ 10,10 CLEAR

Экран очищается с позиции, задаваемой указанными координатами и до правого нижнего угла экрана.

Координаты (строка, столбец) могут быть заданы в виде числовых переменных. Пусть переменная LINE означает номер строки, а COLUMN номер столбца.

LINE=15

COLUMN=20

@ LINE, COLUMN SAY "МИИТ"

Наличие переменных позволяет производить над ними арифметические действия:

@ LINE+2, COLUMN+2 SAY "МИИТ"

В этом случае литерал оказывается сдвинутым на две строки и два столбца. Таким образом на экране может быть создана "бегущая" или перемещающаяся строка при использовании приведенной команды в цикле.

В качестве информации, воспроизводимой командой @ SAY, можно использовать и содержимое файла данных. Если после ввода команды USE PUMP2 набрать на клавиатуре @ 5,6 SAY INDEX+PRESSURE.

На экране будут воспроизведены данные полей INDEX и PRESSURE.

Программирование на dBASE позволяет создавать вложенные меню и программы. Программа MENU3.PRG и результат ее выполнения:

```
@ 5, 15 say 1. Базы данных
@ 7, 15 say 2. Расчет гидропередач
@ 9, 15 say 3. Расчет многозвенников
@ 15, 15 say 4. Выход
@ 17, 15 say 5. Выбор: get ans picture 9
```

```
read
DO CASE
case ans=1
do base
case ans=2
do ex3
wait
case ans=3
do calcmov
case ans=4
set talk on
CANCEL
otherwise
store Некорректный ввод
do pcorrect
ENDCASE 1
ENDDO 1
```

Главное меню:

1. Базы данных
2. Расчет гидропередач
3. Расчет многозвенников
4. Выход
5. Выбор

Выбор в главном меню позиции № 1 приведет к вызову программой menu3.prg программы BASE.PRG. Результатом этого будет вывод на экран меню баз данных роботов, насосов и моторов, дизелей, телефонного справочника пользователя:

```
@, 8, 25 say БАЗЫ ДАННЫХ
@, 10, 20 say 1. Параметры роботов
@, 12, 20 say 2. Насосы и моторы
@, 14, 20 say 3. Параметры дизелей
@, 16, 20 say 4. Телефоны
@, 18, 20 say 5. Выход
@, 20, 20 say Выбор : get ans picture 9
```

```
read
DO CASE
case ans= 1
do robot
case ans= 2
do hydravl
```

```
case ans= 3
do dizel
case ans= 4
do telefon
case ans= 5
do menul
ENDCASE
ENDDO
set talk on
БАЗЫ ДАННЫХ
1. Параметры роботов
2. Насосы и моторы
3. Параметры дизелей
4. Телефоны
5. Выход
Выбор:
```

Выбор одной из позиций меню приведет к запуску одной из программ, открывающих доступ к данным, хранящимся в файлах данных. Причем запрос определенных данных (например по условию) или форма их представления могут быть запрограммированы. Достаточно удобно использовать при создании меню временные переменные, команды GET и READ, дополнительный параметр PICTURE, позволяющие форматировать отображаемую информацию.

Использование методов программирования на языке dBASE позволяет создавать программные комплексы, которые могут выполнять задачи, стоящие перед разработчиками САПР. Рассмотрим структуру программы MENU3, позволяющую работать с БД роботов, дизелей, гидроаппаратов, рассчитывать параметры гидропередач и четырехзвенников (рис. 10.26).

Связь файлов баз данных с другими объектами. При работе с файлами данных возникают проблемы связи между объектами как внутри одной базы данных, так и вне ее. Задача внутренних связей между несколькими файлами данных решается сравнительно просто при использовании команды RELATION TO и выполнении условия наличия одинаковых полей в файлах данных. При этом используются несколько областей памяти. Разделение областей памяти производится с помощью команды SELECT [№ области памяти]. Необходимо, чтобы одна рабочая область содержала ключ, по которому индексирован файл другой рабочей области. При установлении связи между файлами данных файл второй рабочей области идентифицируется посредством своего ALIAS-имени.

Установим связь между файлом данных насосов PUMP2.DBF и файлом данных гидромоторов MOTOR2.DBF.

Введем команды:

```
SELECT 1
USE PUMP2
SELECT 2
USE MOTOR2 INDEX N_PRESIDX ALIAS F2
```

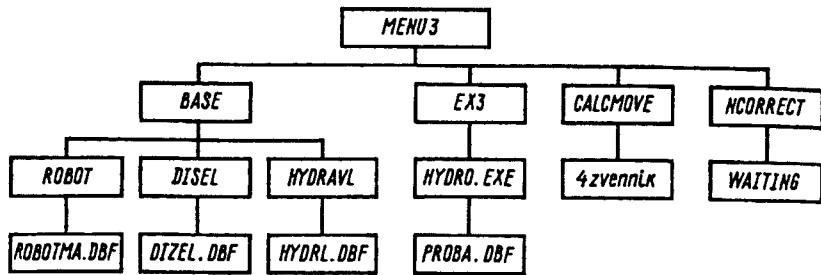


Рис. 10.26. Структура программного комплекса MENU3

```

SELECT 1
SET RELATION TO N_PRESSURE INTO F2
LIST INDEX, N_PRESSURE, N_GIVING, F2->INDEX, F2->N_GIVING

```

В результате установления связи между файлами данных удастся определить параметры гидродвигателя, соответствующие насосу по номинальному давлению:

```

Ins Caps
. CLOSE DATABASE
. SELECT 1
. USE PUMP2
. SELECT 2
. USE MOTOR2 INDEX PRESIDX ALIAS F2
. SELECT 1
. SET RELATION TO N_PRESSURE INTO F2
. DISPLAY INDEX, N_PRESSURE, N_GIVING, F2-> INDEX, F2-> N_GIVING

```

Запись #	INDEX	N_PRESSURE	N_GIVING	F2->INDEX	F2->N_GIVING
1	G12-31AM	6.3	5.8	G-15-21H	10.8

Однако, учитывая, что подача жидкости различается у пары насос—мотор два раза при одинаковой номинальной частоте (960 об/мин), по-видимому для конструктора представляет интерес поиск насоса, в наибольшей степени подходящего для показанного гидромотора. Это несложно сделать путем ввода в последнюю команду опции ALL. LIST INDEX, N\_PRESSURE, N\_GIVING, F2->INDEX, F2-> N\_GIVING ALL.

```

. DISPLAY INDEX, N_PRESSURE, N_GIVING, F2->INDEX, F2->N_GIVING ALL

```

Запись #	INDEX	N_PRESSURE	N_GIVING	F2->INDEX	F2->N_GIVING
1	G12-31AM	6.3	5.8	G-15-21H	10.8
2	G12-31M	6.3	9.7	G-15-21H	10.8
3	G12-32AM	6.3	12.7	G-15-21H	10.8
4	G12-24AM	6.3	53.8	G-15-21H	10.8
5	G12-25AM	6.3	110.4	G-15-21H	10.8

6	G12-25M	6.3	142.8	G-15-21H	10.8
7	G12-26M	6.3	204.2	G-15-21H	10.8
8		0.0	0.0		0.0

Более сложной проблемой, возникающей при разработке программных комплексов, является проблема передачи данных из расчетной программы в БД и соответственно ввод данных из базы данных в расчетную программу. Другими словами, возникает задача пересылки данных между объектами, написанными на разных языках. В простейшем случае в программе calcmove.pr из MENU3.PRГ запуск компилированной программы 4zvennik.exe выполняется с помощью команды RUN dBASE.

В более сложном случае, предварительно образовав в базе данных файл данных PROBA2.DBF, в программе EX3.PRГ

```

Исходные параметры
Заданное усилие 170 000 кН
Заданная скорость 0,10 м/с
Частота вращения привода насоса 25,0 об/с
Номинальное давление 16 000 000 Па
Кинематическая вязкость жидкости 0,000015 м²/с
Длина трубопровода 10,0 м
Потери давления на аппаратах 60 000 Па
Число цилиндров 1
Выходные параметры
Усилие гидроцилиндра 183 491 Н
Скорость гидроцилиндра 0,12 м/с
Расчетные параметры
Диаметр поршня гидроцилиндра 0,125 м
Приведенный рабочий объем насоса 0,000063 м³/об
Фактическая подача насоса 0,00150 м³/с
Диаметр трубопровода 0,020 м
Фактическое давление 15 747 117 Па
Потери давления 192 883 Па
Фактический перепад давления на гидроцилиндре 14 589 339 Па
Давление на насосе 14 842 222 Па
Выходная мощность 19 701 Вт
Потребляемая мощность 25 688 Вт
КПД системы 0,77
Суммарная поверхность охлаждения 5,0 м²

```

Запись #	PRESS	GIVING	DIAMETR	POWER
1	15747117.0	0.00150000	0.0200	19701
2				

Осуществляется пересылка результатов расчета гидропередачи по программе HYDRO\_3.EXE в поля файла данных PROBA2.DBF.

Таким образом, модуль, состоящий из цепочки программ EX3, HYDRO\_3.EXE, PROBA2.DBF позволяет обеспечить связь между компилированным файлом расчетной программы, написанном на языке QuicBasic, и базой данных PROBA2.DBF, работающей в формате внутреннего языка СУБД dBASE. PROBA2.DBF, где с ними могут производиться все необходимые манипуляции.

Покажем отчет, полученный в результате обработки файла данных PROBA2.DBF:

Стр. № 1  
11/30/97

Результаты расчета гидросистемы

Давление в системе, Па	Подача насоса, м³/с	Диаметр трубопровода, м	Выходная мощность, Вт
15747117.0	0.00150000	0.0200	19701
0.0	0.00000000	0.0000	0

Связь с другими базами данных. СУБД dBASE относится к так называемым профессиональным СУБД, позволяющим создавать достаточно сложные программные комплексы, используя dBASE как основное средство интерфейса при организации взаимодействия программ с различным внутримашинным представлением объекта. Однако в практике работы с файлами данных возникают и более простые проблемы, связанные с импортом и экспортом данных в БД и электронные таблицы, управляемых другими СУБД. Сегодня существует достаточно много профессиональных и пользовательских реляционных СУБД, работающих в форматах, отличающихся от dBASE. СУБД Clarion, Paradox, Access, FOX PRO, электронные таблицы Lotus 1-2-3, EXCEL, QUATTRO PRO имеют достаточно широкое распространение, и обеспечение связи с ними является актуальной задачей. Благодаря стандартному языку доступа к реляционным базам данных Structural Query Language (SQL) СУБД dBASE последних версий обеспечивают обмен данных практически со всеми распространенными СУБД и электронными таблицами, в том числе и с сетевыми СУБД Oracle, SQL Server, Informix, Interbase. Ниже показан результат передачи файла PUMP2.DBF в таблицу EXCEL 7:

		PUMP2.DBF	в	EXCEL 7
0	INDEX	M_PRESSURE	MASS	FULL_KPD
1	G12-31AM	7	8	0.58
2	G12-31M	7	8	0.65
3	G12-32AM	7	8	0.7
4	G12-24AM	7	20	0.8
5	G12-25AM	7	20	0.85
6	G12-25M	7	36	0.85
7	G12-26M	7	36	0.87
8				

Машинная графика в САПР. Задачи, выполняемые средствами машинной графики в САПР. Технологии машинной графики в САПР выполняют две главные задачи: графическое моделирование объектов; изготовление рабочих чертежей. Задачи графического моделирования охватывают достаточно обширную область инженерной и исследовательской деятельности: разработку моделей движущихся объ-

ектов, физических и химических процессов, моделей деформации объектов под воздействием различных факторов, модели прочностного расчета, геоинформационные модели, модели механической обработки деталей на станках, модели движения робота и др. При моделировании широко используются как двумерные, так и трехмерные модели. В последнее время в графическом моделировании все более широкое распространение получают так называемые твердотельные трехмерные модели.

Модули графического моделирования составляют неотъемлемую часть интегрированных пакетов расчета динамики и прочности объектов авиационного, автомобильного и транспортного машиностроения. В подавляющем большинстве пакеты твердотельной графики интегрируются в пакеты САЕ-систем, т. е. программно обеспеченной инженерной деятельности. Сегодня направление трехмерной графики не только бурно развивается, как собственно одна из технологий машинной графики, но и формирует необходимые предпосылки, программную и аппаратную базу перехода на качественно другой уровень — уровень трехмерного рабочего проектирования объектов, при котором изготовление двумерных чертежей практически полностью автоматизируется.

Однако на сегодняшний день технология проектирования машиностроительных объектов в основном связана с двумерным проектированием, автоматизация которого выражена, в так называемых САЕ-системах, и основу которого составляет широко известный в практике проектирования пакет фирмы DESK AutoCAD. Широкое распространение AutoCAD связано с его универсальностью и возможностью адаптации к специфике проектирования в самых разных областях. Базовый пакет AutoCAD обеспечен профилированными предложениями Mechanic, Electric и др., позволяющими на базе набора стандартных машиностроительных и электротехнических элементов сократить время отрисовки узлов и схем.

Математические основы машинной графики. Представление графических объектов современными программными и техническими средствами осуществляется точками и линиями. Конструктор в процессе проектирования вынужден проводить целый ряд манипуляций с графическими объектами: изменение масштаба, вращение, смещение, трансформирование объекта для получения перспективного изображения. Все эти преобразования выполняются с помощью одного из разделов линейной алгебры — теории матриц. На плоскости точку представляют с помощью двух ее координат. Значения координат можно рассматривать как элементы матрицы. В пространстве размерность матрицы повысится, так как точка будет представляться тремя координатами. Координаты в обоих случаях могут быть представлены в виде вектор-строк или вектор-столбцов:



$$[xy] [xyz]; \begin{vmatrix} x \\ y \end{vmatrix} \begin{vmatrix} x \\ y \\ z \end{vmatrix}$$

Последовательность точек, каждая из которых характеризуется значением координат вектора относительно выбранной системы координат, может быть представлена в вычислительной машине как матрица чисел (рис. 10.27). Положением этих точек управляют путем преобразования матрицы. Допустимые действия над матрицами определяются правилами матричной алгебры. Представляя преобразованную матрицу  $B$  как результат умножения исходной матрицы координат  $A$  на матрицу преобразования, можно получить матрицу  $T$ :

$$AT = B; T = A^{-1}B,$$

где  $A^{-1}$  — обратная матрица от квадратной матрицы  $A$ .

Интерпретация матричного умножения как геометрического оператора является основой математических преобразований, используемых в машинной графике [18]. Результатом преобразования матрицы  $[xy]$ , определяющей точку  $P$  умножением на матрицу преобразования  $2 \times 2$  общего вида, получим новые координаты

$$[xy] \begin{vmatrix} a & b \\ c & d \end{vmatrix} = [(ax + cy)(bx + dy)] = [x^*y^*]; x^* = (ax + cy); y^* = (bx + dy).$$

В результате преобразования с помощью диагональных элементов оператора преобразования  $T$  получены изменения масштабов и отображение, а в случае  $a = d = 1; c = 0$  получен сдвиг. Заметим, что отображение и масштабирование происходят только с помощью диагональных элементов матрицы преобразования.

**Преобразование прямых линий.** Прямая линия может быть задана двумя векторами положения, определяющими координаты ее двух точек. Векторы положения точек  $A$  и  $B$  на плоскости равны  $[11]$  и  $[23]$  соответственно.

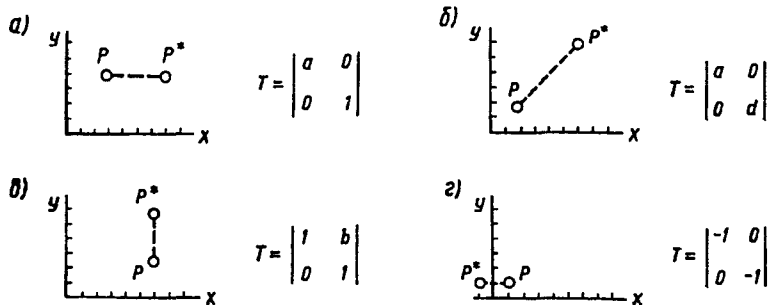


Рис. 10.27. Преобразование точек:  
а — масштабирование по  $X$ ; б — масштабирование по  $Y$ ; в — сдвиг; г — отображение

Реализуем операцию сдвига с помощью матрицы преобразования

$$T = \begin{vmatrix} 1 & 4 \\ 3 & 1 \end{vmatrix}$$

Матрица положения линии

$$L = \begin{vmatrix} 1 & 1 \\ 2 & 3 \end{vmatrix}$$

При умножении  $L$  на  $T$  получаем

$$LT = \begin{vmatrix} 1 & 1 \\ 2 & 3 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 1 & 4 \\ 3 & 1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 4 & 5 \\ 11 & 11 \end{vmatrix} = L^*$$

Операция сдвига увеличила длину линии и изменила ее положение.

**Вращение.** Общую матрицу вращения  $2 \times 2$  относительно начала координат можно получить, рассматривая вращение единичного квадрата вокруг начала координат. Как следует из рис. 10.28, точка  $B$  с координатами  $(1,0)$  преобразуется в точку  $B^*$ , для которой  $x^* = (1)\cos\theta$ ,  $y^* = (1)\sin\theta$ , а точка  $D$  с координатами  $(0,1)$  переходит в точку  $D^*$  с координатами  $x^* = -(1)\sin\theta$  и  $y^* = (1)\cos\theta$ . Тогда общая матрица вращения [18]:

$$\begin{vmatrix} \cos\theta & \sin\theta \\ -\sin\theta & \cos\theta \end{vmatrix}$$

**Однородные координаты.** С помощью матрицы преобразования размера  $2 \times 2$  можно производить масштабирование, сдвиг, отображение, вращение геометрических объектов на плоскости. Однако матрица  $2 \times 2$  не может обеспечить смещение точек (а следовательно, линий и фигур) на плоскости, так как ввести константы переноса внутрь структуры матрицы размера  $2 \times 2$  не представляется возможным. Это связано с наличием особой точки на плоскости — началом координат  $(0,0)$ , инвариантной к преобразованиям матрицы  $2 \times 2$ . Эту трудность можно устранить за счет введения третьей компоненты в векторы точек  $[xy]$  и  $[x^*y^*]$ , [14]:  $[xy \ 1]$   $[x^*y^* \ 1]$ . Тогда полная матрица преоб-

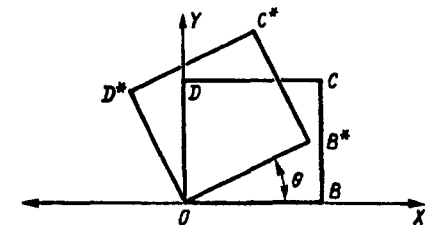


Рис. 10.28. Вращение единичного квадрата

зования для двумерных однородных координат должна иметь размерность  $3 \times 3$  и может быть разделена на четыре части:

$$\begin{bmatrix} a & b & . & p \\ c & d & . & q \\ \dots & \dots & . & \dots \\ m & n & . & s \end{bmatrix}$$

Здесь  $a, b, c, d$  осуществляют изменение масштаба, сдвиг и вращение,  $m$  и  $n$  выполняют смещение,  $p$  и  $q$  — получение проекций. Элемент  $s$  производит общее (по обеим осям) преобразование масштаба:

$$[XYH] = [xy1] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & s \end{bmatrix} = [xys].$$

Здесь  $X = x, Y = y, H = s$ . Тогда  $x^* = x/s; y^* = y/s$ . В результате преобразования  $[xy1] \rightarrow [x/s \ y/s \ 1]$  выполнено однородное изменение масштаба вектора положения. Представление двумерного вектора трехмерным или в общем случае  $n$ -мерного вектора  $(n+1)$ -мерным называют однородным координатным воспроизведением [78]. При однородном координатном воспроизведении  $n$ -мерного вектора оно выполняется в  $(n+1)$ -мерном пространстве, а результаты в  $n$ -мерном пространстве получают с помощью обратного преобразования. При переходе в трехмерное пространство техника преобразования остается такой же, что и на плоскости. Координата точки  $[xyz]$  теперь представляется четырехмерным вектором  $[xyz1]$  или  $[XYZH]$ .

Обобщенная матрица преобразования  $4 \times 4$  для трехмерных однородных координат

$$T = \begin{bmatrix} a & b & c & . & p \\ d & e & f & . & q \\ h & i & j & . & r \\ \dots & \dots & \dots & . & \dots \\ l & m & n & . & s \end{bmatrix}$$

Структура обобщенной матрицы состоит из четырех частей. Матрица  $3 \times 3$  осуществляет изменение масштаба по осям, сдвиг и вращение. Матрица  $1 \times 3$  производит перенос, матрица-столбец  $3 \times 1$  — преобразование в перспективе. Последний элемент  $s$  выполняет общее изменение масштаба.

Универсальный графический пакет для автоматизированного проектирования Автокада. Название Автокад происходит от сокращенного английского словосочетания Automated Computer-Drafting and Design, что означает в буквальном переводе автоматизированное черчение и проектирование с помощью ЭВМ и является в некотором смысле эквивалентом понятия программной системы автоматизированного проектирования. Автокада в версиях, начиная с 10 (10, 11, 12, 13, 14), является

мощным универсальным графическим пакетом, имеющим развитый пользовательский интерфейс и широкие возможности создания, редактирования и манипулирования графическими двух-, трехмерными объектами высокой сложности. Благодаря наличию внутреннего языка программирования АвтоЛисп и возможности программировать (в последних версиях) на Си<sup>++</sup> Автокад может быть положен в основу создания специализированных пакетов для проектирования машиностроительных, архитектурных чертежей, электронных схем, печатного монтажа. Открытость Автокада позволяет пользователю создавать САПР на его базе, используя внешние базы данных. Фирма AutoDesk заложила в пакет широкие возможности настройки Автокада на любую предметную область. Адаптация Автокада для решения конкретной, определенной для предприятия круга задач, включает в себя создание блоков и слайдов, написание программ на АвтоЛиспе, модификацию "меню" и т. п., т. е. разработки специального проекта, требующего времени и усилий.

*Основные понятия Автокада.* Автокад принципиально отличается от широко распространенных графических пакетов типа Paint Brush. Автокад работает не с изображением как таковым, а с его геометрическим описанием. Во внутримашинном представлении линия представлена двумя точками, а окружность — координатой центра и радиусом. Главным недостатком такого представления является отсутствие непосредственной возможности отрисовки кривых произвольной формы. Однако наличие в Автокаде различных инструментов сглаживания ломаных линий позволяет достигать приемлемого изображения во всех технически важных случаях. Автокад обладает набором элементарных элементов примитивов, из которых могут быть созданы объекты практически любой сложности. Графический редактор Автокада представляет в распоряжение пользователя следующий набор геометрических элементов-примитивов: точка, линия, полоса, фигура, дуга, круг, полилиния, многоугольник, эллипс, 3М-грань, 3М-сеть, форма, текст, размеры, блок, атрибут (рис. 10.29).

*Графический редактор Автокада.* Графический редактор Автокада создает удобную среду общения с пользователем (доброжелательный интерфейс), в которой создается и редактируется чертеж. При вызове графического редактора на экране появляется изображение, состоящее из четырех функциональных зон (рис. 10.30): графическая зона; зона экранного меню; зона строки состояния и падающих меню; зона командной строки. Графический редактор, имея экранное и падающее меню, практически избавляет пользователя от необходимости знания команд. Меню — это иерархическая структура, позволяющая быстро найти необходимую команду. Любая из 120 команд Автокада может быть выбрана максимум за четыре шага. Автокад — открытая система, следствием чего является, например, возможность модифицировать стандартное меню. Графический редактор со всеми меню и под-

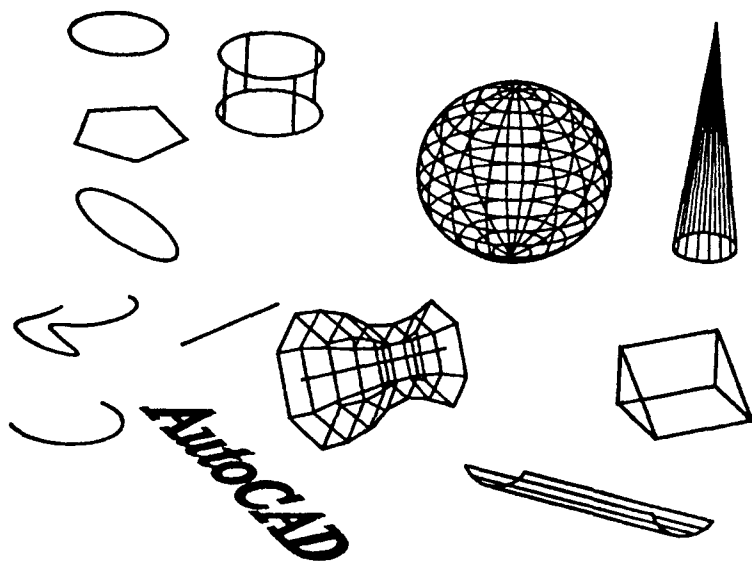


Рис. 10.29. Прimitives AutoCad

меню представляет возможность создания чертежа, его модификации, сохранения и загрузки при вторичном обращении. Хранение чертежа осуществляется системой путем записи в файл чертежа при выходе из системы. Одними из средств быстрой реализации команд являются графические подменю и диалоговые "окна". При выборе штриховки на чертеже вызов графического "окна" позволяет визуально увидеть все стандартные типы штриховок. Выбрав с помощью мыши определенный тип штриховки, можно выполнить команду или группу команд.

Диалоговые "окна" позволяют проводить операции установки параметров чертежа, необходимых пользователю. Причем, происходит установка сразу нескольких параметров за один сеанс работы с "окном". Диалоговые "окна" выбираются специальными командами [50]:

'DDRMODES — установка общих режимов рисования (шаг, сетка, оси, изометрия);

'DDEMODES — установка режимов создания примитивов (слой, цвет, тип линии, уровень, высота);

'DDLMODES — окно работы со слоями (создание, включение и отключение слоя, изменение цвета и типа линий по слою, установка текущего слоя).

В последних версиях вызов диалоговых "окон" осуществляется с инструментальных панелей.

*Создание чертежа в Автокаде.* Технология проектирования в Автокаде по существу является переходной между традиционной ручной технологией проектирования и технологией твердотельного проектирования, представленной пакетами Pro-ENGINEER, ARIES и др. Вычислительные возможности компьютера используются в Автокаде уже на самых первых этапах создания чертежа. Конструктор, работающий в Автокаде, только эмулирует процесс рисования, на самом деле в основном задавая параметры точек, линий, окружностей и т. д. Построение самих изображений осуществляется на базе вычислений, выполненных машиной. Использование таких примитивов, как фигура и полилиния, позволяет конструктору в автоматическом режиме наносить фаски, выполнять сопряжения, легко варьировать шириной линии. Существенным преимуществом машинной графики является автоматизация большинства рутинных операций, связанных с оформлением чертежной документации: нанесение штриховки, размеров, выполнение надписей, отрисовка штампов. Принципиальным шагом, значительно повышающим производительность проектирования, является использование новых объектов "блок" и команды Layer (слой).

Блок занимает особое место в технологии компьютерного проектирования. По существу, блоки являются составными примитивами. Нельзя сказать, что технология, использующая блоки, родилась только с приходом машинного проектирования. Пробразом блоков являлись вырезанные из старых синек отдельные подузлы или детали, клеиваемые в новый чертеж. Однако настоящей технологией проек-

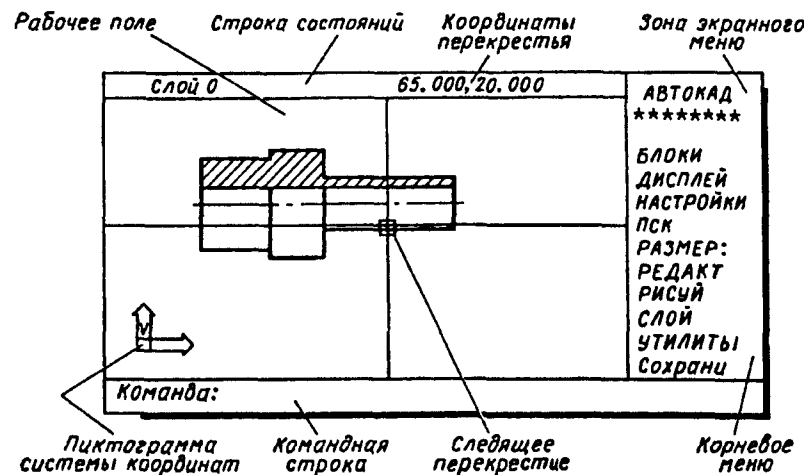


Рис. 10.30. Экран пакета AutoCad 12



писанным в блок, он служит в качестве текстовой переменной "ячейки", в которой при вставке блока можно записать любую букву. На рис. 10.33 показан чертеж гидросхемы, нарисованный с помощью блоков отдельных гидроаппаратов и их атрибутов ( $H_1$ ,  $KП_1$ ,  $P_1$ ,  $\Phi_1$ ,  $Ц_1$ ). Обозначения на гидросхеме  $P_2$ ,  $Ц_2$  получены заменой цифр в атрибутах  $P_1$ ,  $Ц_1$  при загрузке блоков распределителя и гидроцилиндра в чертеж гидросхемы.

Следующим, весьма важным инструментом Автокада является введение команды LAYER (СЛОЙ). Понятие "слой" также применялось в конструкторской практике, связанной с операцией наложения варианта подузла, выполненного на прозрачной кальке, на чертеж узла. Безусловно, понятие "слой" в Автокаде значительно шире по своим возможностям. Слои подобны прозрачным калькам, при наложении которых друг на друга может быть получен чертеж, а в необходимых случаях чертеж конструкции в вариантах. На разных листах кальки могут располагаться объекты, объединенные по одному какому-либо формальному признаку, например, на одном листе — осевые линии, на другом — размеры, на третьем — надписи, на четвертом — обводка чертежа. Наложенные друг на друга слои совмещены в трехмерном пространстве Автокада, т. е. во всех слоях действует одна и та же система координат. По мере создания чертежа можно вводить новые слои. Количество слоев не ограничено. Видимость слоев управляется с помощью команд LAYER OF/ON (ВКЛЮЧИ, ВЫКЛЮЧИ), LAYER FREEZE (ЗАМОРОЗЬ СЛОЙ), LAYER THAW (РАЗМОРОЗЬ СЛОЙ). Включение и отключение слоев — удобное средство создания чертежа и мощное средство вариантного проектирования.

*Трехмерное моделирование в Автокаде.* Одним из главных преимуществ современных графических пакетов является возможность трехмерного моделирования. Уже начиная с десятой версии, все последую-

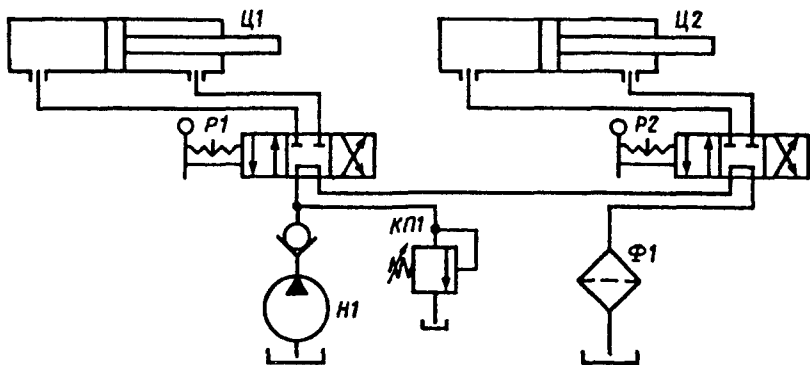


Рис. 10.33. Гидросистема, выполненная из блоков стандартных обозначений и атрибутов

щие версии Автокада отличаются достаточно развитой трехмерной графикой, причем именно Автокад отличается минимальными требованиями к техническим средствам. Поэтому проблемы трехмерного представления объектов в Автокаде могут решаться на сравнительно маломощных ПЭВМ. Подобно тому, как на плоскости любой чертеж Автокада состоит из ограниченного числа примитивов, трехмерные объекты также могут состоять в Автокаде только из трех примитивов: трехмерной полилинии, трехмерной грани и трехмерной сети. На основе этого Автокад позволяет строить сложные трехмерные поверхности вращения, поверхности, определенные двумя кривыми, поверхности сдвига и т. д. Из падающего меню (или воспользовавшись панелью инструментов в AutoCAD 14) DRAW (РИСУЙ) можно вызвать графическое меню трехмерных объектов, которые создаются из трехмерных сетей средствами Автолиспа. Могут быть реализованы такие простые формы, как куб, конус, тор, сфера и т. д. Из этих фигур и с помощью трехмерной полилинии можно создать объекты, дающие достаточное представление о создаваемом изделии, машине, роботе (рис. 10.34). Трехмерная графика в данном случае может помочь при оценке зоны сервиса будущего робота. В то же время следует иметь в виду, что основное назначение Автокада — это двухмерное черчение. Возможности твердотельного проектирования раскрываются в графических пакетах следующего поколения, предъявляющих высокие требования к техническим средствам.

*Реализация технологий проектирования средствами Автокада.* Существует несколько технологических приемов, позволяющих существенно сокращать время на рутинных операциях проектирования. В машинном проектировании рассматриваются три системы проектирования: вариантная; генерирующая; комбинированная.

Система вариантного проектирования может быть реализована в виде нескольких технологических приемов: принципиальное проекти-

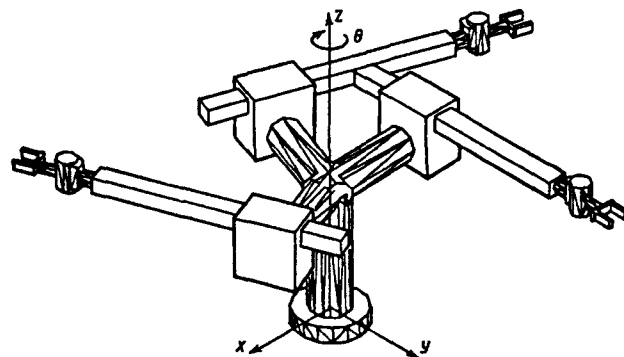


Рис. 10.34. Твердотельная модель робота (AutoCad 14)

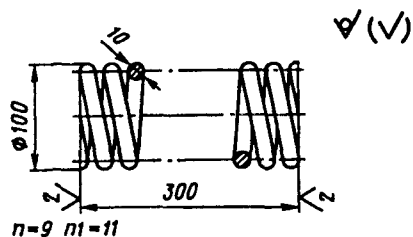


Рис. 10.35. Пружина (принципиальное проектирование)

рование; проектирование на основе комплексной детали; проектирование на основе комплексных примитивов.

Команды Автокада, находящиеся в распоряжении пользователя, дают возможность достаточно просто реализовывать технологии принципиального проектирования и комплексной (эталонной) детали. Блок SPRING с соответствующими атрибутами для создания чертежа пружины сжатия, позволяет заменой размеров в атрибутах чертежа и параметров в текстовых примечаниях быстро получить новый чертеж пружины (рис. 10.35), так как принципиальное проектирование предполагает лишь замену размеров на базовых чертежах деталей. Технология комплексной детали предполагает изменение изображения детали на чертеже и соответствующих размеров, но при этом конструктивная схема детали не изменяется. На рис. 10.36 показан эталонный вал, который командой STRETCH может быть трансформирован при проектировании для конкретной цели. Команда STRETCH (РАСТЯНИ) обладает большими возможностями при работе в технологии "комплексная деталь".

Проектирование на основе комплексных примитивов уже показано ранее при отрисовке чертежа гидросхемы на основе предварительно созданной библиотеки примитивов пользователя. В некоторых случаях удастся воспользоваться упомянутыми ранее прикладными библи-

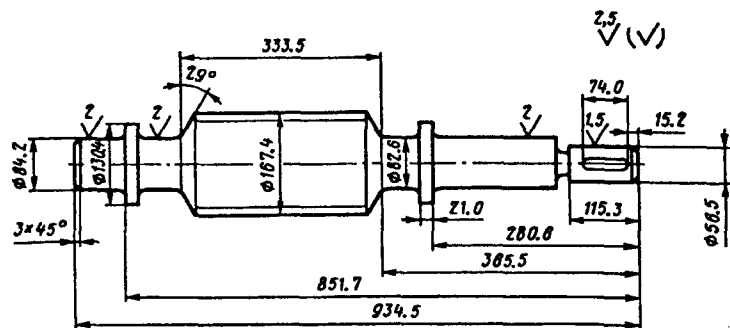


Рис. 10.36. Автоматическое изменение конфигурации и размеров червячного вала при введении команды STRETCH

отеками Mechanic, Electric и др. В задачах геометрического моделирования, когда конструктивная проработка элементов объекта может быть достаточно обобщенной, удается достаточно просто получить объемное изображение объекта с использованием примитивов Автокада. На основе примитивов простейших геометрических фигур удается получить аксонометрическое изображение робота (рис. 10.37).

*Программирование в Автокаде.* Автокад является не только графическим редактором, но и средой проектирования. Языком программирования Автокада является специальный язык Автолисп. Автолисп позволяет определять переменные различных типов и передавать их значения командам Автокада при вводе данных. При ответе на запросы Автокада можно использовать выражения Автолиспа, в которых могут выполняться различные арифметические действия и условные операции над числовыми значениями и значениями определенных переменных. С точки зрения САПР одно из главных преимуществ Автокада — это возможность с помощью специальных функций обеспечить доступ к графической БД текущего чертежа. Автолисп позволяет управлять графическим редактором, а следовательно совершать все разрешенные в Автокаде манипуляции с объектами:

использовать переменные и выражения при ответах на запросы команд Автокада;

создавать новые функции и новые команды Автокада, настраивая и расширяя таким образом графические возможности Автокада;

осуществлять программный доступ (считывание и изменение) данных, относящихся к объектам рисунка, а также к таблицам Автокада, в которых хранится информация о блоках, слоях, видах, стилях и типах линий. Нарисуем линию на экране и введем с клавиатуры:

(setq edata (entget ename), получим сообщение:  
((-1, Имя примитива: <60000020>)(0.LINE)(8.0)(101.02.00.0) (11 6.0 6.0 0.0)

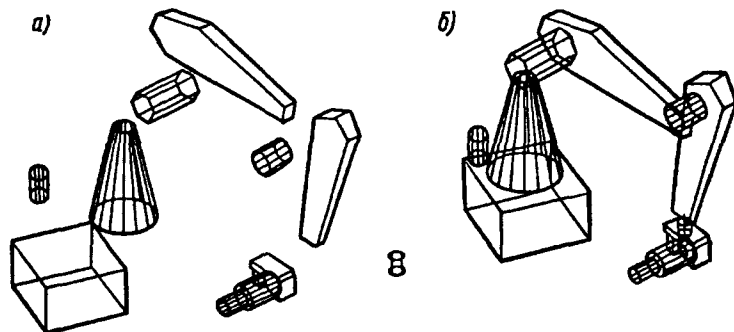


Рис. 10.37. Трехмерное изображение робота, полученное из простейших блоков: а — исходные примитивы; б — полученное изображение робота

Все данные, описывающие примитив, представлены списком, состоящим из подписков, в которых сгруппированы по функциональному признаку все данные о примитиве, как геометрические, так и общие — слой, цвет, тип линии и т. д. Подписки отличаются друг от друга по специальным кодам формата DXF (Drawing Exchange Format — формат обмена рисунками), которые позволяют определить, какой тип данных хранится в подписке. Каждый подписьок имеет две части: первая — код DXF, вторая — данные. Целое число 0 — код примитива. Код 8 означает, что в подписке за ним следует номер слоя. Код 10 — начальная точка примитива, код 11 — конечная точка. Таким образом, список EDATA может быть расшифрован следующим образом:

```
((-1 <Имя примитива: 60000020>
(0. LINE); Тип примитива
(8.0); Слой
(10 1.0 2.0 0.0); Начальная точка
(11 6.0 6.0 0.0); Конечная точка
```

Пользуясь кодами DXF, можно извлечь из списка EDATA любую информацию о примитиве. Тем самым открывается возможность изменять свойства примитива. Выбор и изменение различных данных, относящихся к примитиву, осуществляется по коду DXF и с помощью функций ASSOC и SUBST (ASSOC <элемент сложного списка>).

Попробуем извлечь из списка имя примитива.

```
Команда: (ASSOC O EDATA)
Автокад возвращает: (O. 'LINE')
```

Извлекая из DXF-списков нужную информацию, можно программно обработать ее, и затем, внося изменения в DXF-список примитива при помощи функции SUBST осуществлять программное управление графическим экраном Автокада и вводом-выводом различных устройств.

Автолисп — это специально созданный для Автокада диалект Лиспа, полученный в результате изменения языка XLISP. Разработанный в 1964 г. Лисп является родоначальником функциональных языков, в основу которых положено понятие функции (в отличие от обычных операторных языков программирования — Фортрана, Паскаля, СИ и др.). Все вычисления, преобразования и управление программы в функциональных языках осуществляются с помощью элементарных (встроенных функций). Программа в целом является суперпозицией некоторых функций и, в свою очередь, может быть использована как функция другими программами.

*Работа с Автолиспом с командной строки Автокада.* Если первым символом в командной строке ввести круглую открывающую скобку, то интерпретатор командной строки Автокада переходит в специальный режим ввода выражений Автолиспа. В качестве примера авто-

матизируем отрисовку простого закрашенного кольца. Создадим новую команду Автокада, которую назовем "Отверстие".

```
Command: (defun C: HOLE ( ) (setq rad (/ (getdist "\ n Диаметр:4>")2))(while T (command "Donut" pause rad)))
```

Автолисп возвращает: C: HOLE

```
Command: HOLE
```

```
Diameter: 1
```

```
Circle 3P/2P/TTR/ <Center point>: 10, 10
```

```
Diameter / <radius>: 0.5
```

```
Command: Circle 3P/2P/TTR/ <Center point>: ctrc
```

*Типы данных Автолиспа.* Автолисп, как любой язык программирования, поддерживает определенные типы данных: строковые переменные; целые переменные; действительные переменные; списки и функции пользователя; символы; внутренние функции Автолиспа; имена примитивов Автокада; наборы примитивов Автокада; таблицу диспетчера страниц.

Базовым типом данных Автокада является список. Неделимый элемент списка называется атомом.

12.45

"Сборочный робот"

()

Список координат точки с помощью функции присвоения [setqa'] формируется следующим образом:

```
Команда: (setqa' (100 200 300))
```

```
Автокад возвращает: (100 200 300)
```

Переменная *a* в этом примере является списком. В Автолиспе имеются мощные средства работы со списками.

*Написание программы в Автокаде.* Одной из главных особенностей Автолиспа является возможность доступа к ГБД Автокада, многократно умножая этим возможности адаптации к конкретному типу задач. Любой созданный в Автокаде чертеж состоит из отдельных примитивов, геометрическое описание которых хранится в специальном формате Автокада. При загрузке чертежа Автокад заполняет ГБД, заносит в нее системные настройки, создает список объектов и вносит в ГБД геометрическое описание этих объектов, присваивая каждому уникальное имя. В качестве примера нарисуем отрезок и попробуем извлечь его из ГБД при помощи Автолиспа:

```
Command: (setq ename (entlast))
```

```
Автокад возвращает: <Entity name: 60000018>
```

Тем самым мы присвоили переменной *ename* имя последнего примитива. Набрав:

```
(setq e1 (entnext)); переменной e1 присваивается имя полилинии
```

```
(setq e2 (entnext e1)); переменной e2 присваивается имя первой вершины
```

```
(setq ed (entneget e2)); в списке ed данные о вершине e1
(setq ed; модификация переменной ed
(subst 10 1.0 3.7)
(assoc 10 ed)
ed
)
)
```

(entmod); обновление данных в ГБД  
(entupd); обновление полилинии на экране.

Эта программа может стать основой программы параметризации чертежей.

Запуск программы позволяет изменить координаты точки, принадлежащей одной из линий и перерисовать ее. Программа позволяет моделировать поведение, например руки робота (рис. 10.38). На базе этой программы может быть решена задача параметризации чертежей, т. е. изменения геометрических размеров конструкции в зависимости от результатов кинематического или прочностного расчета.

*Прикладное программное обеспечение.* Прикладное программное обеспечение, включающее в себя расчетные программы и библиотеки, определяют содержательную основу конкретной САПР. Минимальный набор ПО САПР роботов должен включать в себя следующие модули:

- выбор или создание конфигурации робота и его манипулятора;
- решение прямой задачи кинематики;
- решение обратной задачи кинематики;
- проектирование траектории;

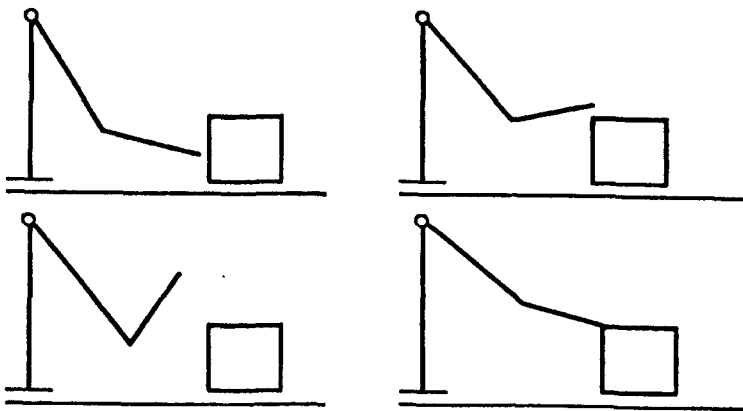


Рис. 10.38. Изменение положения звеньев модели двухзвенного робота с помощью программы модификации чертежа

- решение задач динамики;
- решение задач прочности;
- расчет параметров привода;
- проектирование и расчет системы управления роботом.

Независимо от внутренней архитектуры программного обеспечения, расчетное ядро составляет 15—20 %. Однако трудоемкость разработки нового прикладного обеспечения, как правило, довольно высока. Поэтому следует иметь в виду, что на сегодняшний день накоплен значительный объем расчетных, моделирующих алгоритмов и программных продуктов, позволяющих решить на инженерном уровне большинство задач кинематики, динамики и прочности, возникающих перед разработчиками роботов и манипуляторов. Достаточно упомянуть отечественные комплексы для исследования задач кинематики, динамики и систем управления роботов ROBOT, МАСС, систему графического моделирования манипуляционных систем АПРОГРАФ, комплекс трехмерной машинной графики для моделирования действий промышленного робота [86, 96, 62]. За рубежом созданы пакеты, как правило, представляющие собой открытые системы и написанные на объектно-ориентированных языках высокого уровня. Следует отметить мощный интегрированный пакет ADAMS, позволяющий решать задачи кинематики и нелинейные задачи динамики роботов, а совместно с пакетами ARIES и NAS-TRAN обеспечивать графическое моделирование и прочностной расчет методом МКЭ. Фирмой BYG Systems создан пакет GRASP, основанный на применении методов машинной графики для моделирования поведения промышленных роботов на ранних стадиях процесса проектирования [91].

Безусловно, в каждом конкретном случае разработки манипулятора или робота необходима адаптация существующего программного обеспечения к требованиям возникающих задач. И в этом смысле наиболее эффективно применение открытых пакетов САПР, где пользователь при необходимости может вносить изменения в существующее ПО или создавать на базе операционной оболочки системы свои модули.

Основу решения всех задач, включая задачи прочности и управления роботом, составляют прямая и обратная задачи кинематики. Методология решения этих задач в значительной степени определяет внутреннюю структуру программного обеспечения САПР. Решение прямой и обратной задачи кинематики, как и решение задачи динамики, можно реализовывать на основе двух подходов:

- создания общих моделей кинематики и динамики, настраиваемых в процессе проектирования на конкретный тип манипулятора;
- создания моделей под каждый тип манипулятора.



Рассмотрим возможность реализации первого подхода. Положение и ориентация  $n$ -го звена в системе координат основания представлено матрицей преобразования. Сопоставим матрицы преобразований для манипуляторов роботов с цилиндрической системой координат и многозвенного манипулятора типа PUMA (рис. 10.39).

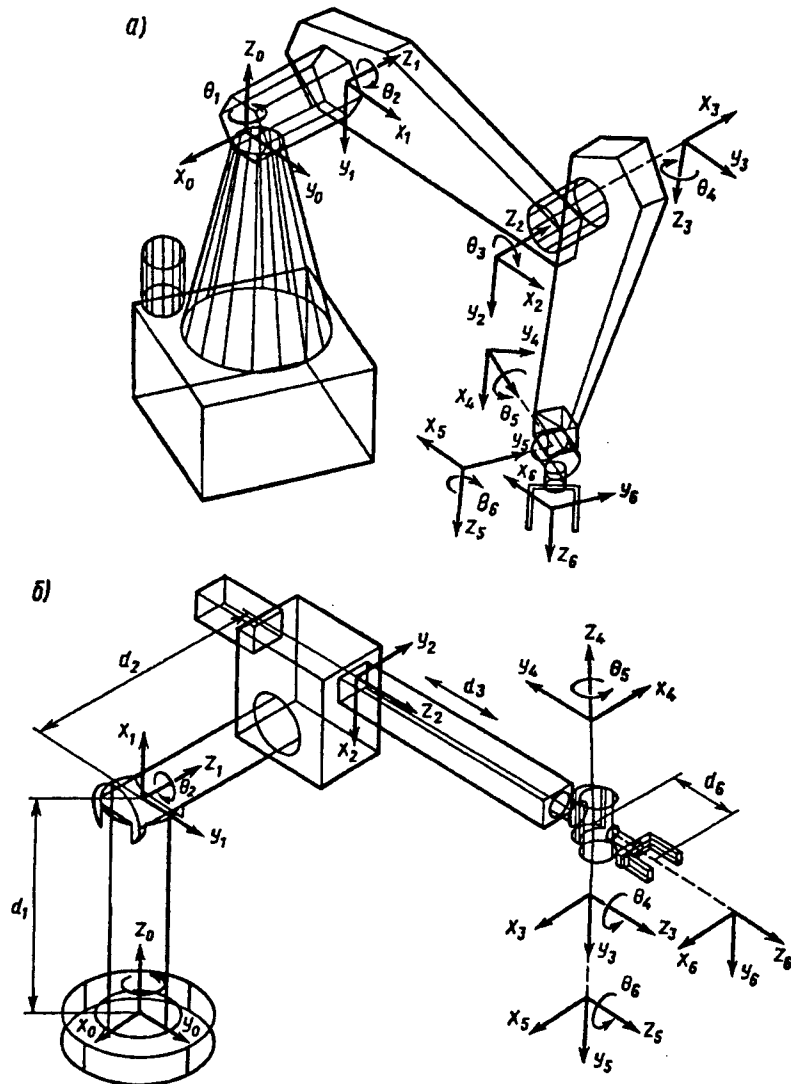


Рис. 10.39. Конфигурация многозвенного робота типа PUMA (а) и робота, работающего в цилиндрической системе координат (стаифордский манипулятор) (б)

Манипулятор с цилиндрической системой координат

$$A_0^1 = \begin{bmatrix} C_1 & 0 & -S_1 & 0 \\ S_1 & 0 & C_1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_1^2 = \begin{bmatrix} C_2 & 0 & S_2 & 0 \\ S_2 & 0 & -C_2 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & d_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_2^3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d_3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_3^4 = \begin{bmatrix} C_4 & 0 & -S_4 & 0 \\ S_4 & 0 & C_4 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_4^5 = \begin{bmatrix} C_5 & 0 & S_5 & 0 \\ S_5 & 0 & -C_5 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_5^6 = \begin{bmatrix} C_6 & -S_6 & 0 & 0 \\ S_6 & C_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Манипулятор с многозвенной рукой (типа PUMA)

$$A_0^1 = \begin{bmatrix} C_1 & 0 & -S_1 & 0 \\ S_1 & 0 & C_1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_1^2 = \begin{bmatrix} C_2 & -S_2 & 0 & a_2 C_2 \\ S_2 & C_2 & 0 & a_2 S_2 \\ 0 & 0 & 1 & d \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_2^3 = \begin{bmatrix} C_3 & 0 & S_3 & 0 \\ S_3 & 0 & -C_3 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_3^4 = \begin{bmatrix} C_4 & 0 & -S_4 & 0 \\ S_4 & 0 & C_4 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & d_4 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_4^5 = \begin{bmatrix} C_5 & 0 & S_5 & 0 \\ S_5 & 0 & -C_5 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_5^6 = \begin{bmatrix} C_6 & -S_6 & 0 & 0 \\ S_6 & C_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d_6 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Сравнивая матрицы преобразований, можно сделать вывод, что принципиально возможно создание обобщенной матрицы преобразований с возможностью настройки на конкретный тип манипулятора, так как в любом случае все движения звеньев манипуляторов всех типов основаны на базовых однородных преобразованиях и могут быть сведены к матрицам переноса и вращения вокруг соответствующих осей.

Представление Денавита-Хартенберга для матрицы  $i$ -го звена имеет вид [97].

$$A_{i-1}^i = \begin{bmatrix} C\theta_i & -C\alpha_i S\theta_i & S\alpha_i S\theta_i & a_i C\theta_i \\ S\theta_i & C\alpha_i C\theta_i & S\alpha_i C\theta_i & a_i S\theta_i \\ 0 & S\alpha_i & C\alpha_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

В общем случае для робота с  $n$ -степенями подвижности положение  $n$ -го сочленения описывается в виде матрицы преобразования

$$T_0^n = \prod_{i=1}^n \begin{vmatrix} C\theta_i & -C\alpha_i S\theta_i & S\alpha_i S\theta_i & a_i C\theta_i \\ S\theta_i & C\alpha_i C\theta_i & S\alpha_i C\theta_i & a_i S\theta_i \\ 0 & S\alpha_i & C\alpha_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$$

Анализируя матрицы отдельных звеньев, показанные выше, по-видимому несложно записать их, если известны обобщенные параметры манипулятора ( $\theta, \alpha, a, d$ ). Однако в каждом конкретном случае это требует достаточно трудоемкой подготовки, связанной с необходимостью введения системы координат для каждого звена.

Алгоритм описания систем координат звеньев предусматривает выполнение следующих шагов [97]:

1) первая система координат, связанная с основанием, обозначается как однородная система  $[x_0, y_0, z_0 \ 1]$ . Начало координат этой системы принято за 0-сочленение;

2) все оси  $Z_i$  направляются параллельно осям поступательного или вращательного движения ( $i+1$ )-го сочленения;

3) задается начало  $i$ -й системы координат либо на пересечении осей  $Z_i$  и  $Z_{i-1}$ , либо в точке пересечения оси  $Z_i$  с общей нормалью к осям  $Z_i$  и  $Z_{i-1}$ ;

4) задается ось  $X_i$  в каждом  $i$ -м сочленении либо в соответствии с соотношением  $X_i = +(Z_{i-1}Z_i)$ , либо вдоль общей нормали к осям  $Z_i$  и  $Z_{i-1}$ , если они параллельны;

5) задается ось  $Y_i$  из соотношения  $Y_i = (Z_i^*X_i)$  для создания правосторонней системы координат;

6) определяется расстояние  $d_i$  как расстояние от начала координат ( $i-1$ )-й системы координат до точки пересечения осей  $Z_{i-1}$  и  $X_i$ ;

7) определяется расстояние  $a_i$  как расстояние от точки пересечения оси  $Z_{i-1}$  с общей нормалью к осям  $Z_i$  и  $Z_{i-1}$  до начала  $i$ -й системы координат;

8) определяется  $\theta_i$  как угол поворота от оси  $X_{i-1}$  до оси  $X_i$ ;

9) определяется  $\alpha_i$  как угол поворота от оси  $Z_{i-1}$  до оси  $Z_i$  относительно  $X_i$ .

После назначения координатных осей всех звеньев составляется таблица обобщенных параметров манипулятора, определяется матрица преобразований и решается прямая задача кинематики.

В частности, матрицы преобразований для звеньев манипулятора для установки опор контактной сети с неподвижным основанием будут иметь вид (рис. 10.40):

$$A_0^1 = \begin{vmatrix} C_1 & 0 & -S_1 & 0 \\ S_1 & 0 & C_1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & d_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}; A_1^2 = \begin{vmatrix} C_2 & -S_2 & 0 & a_2 C_2 \\ S_2 & C_2 & 0 & a_2 S_2 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}; A_2^3 = \begin{vmatrix} C_3 & -S_3 & 0 & a_3 C_3 \\ S_3 & C_3 & 0 & a_3 S_3 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix};$$

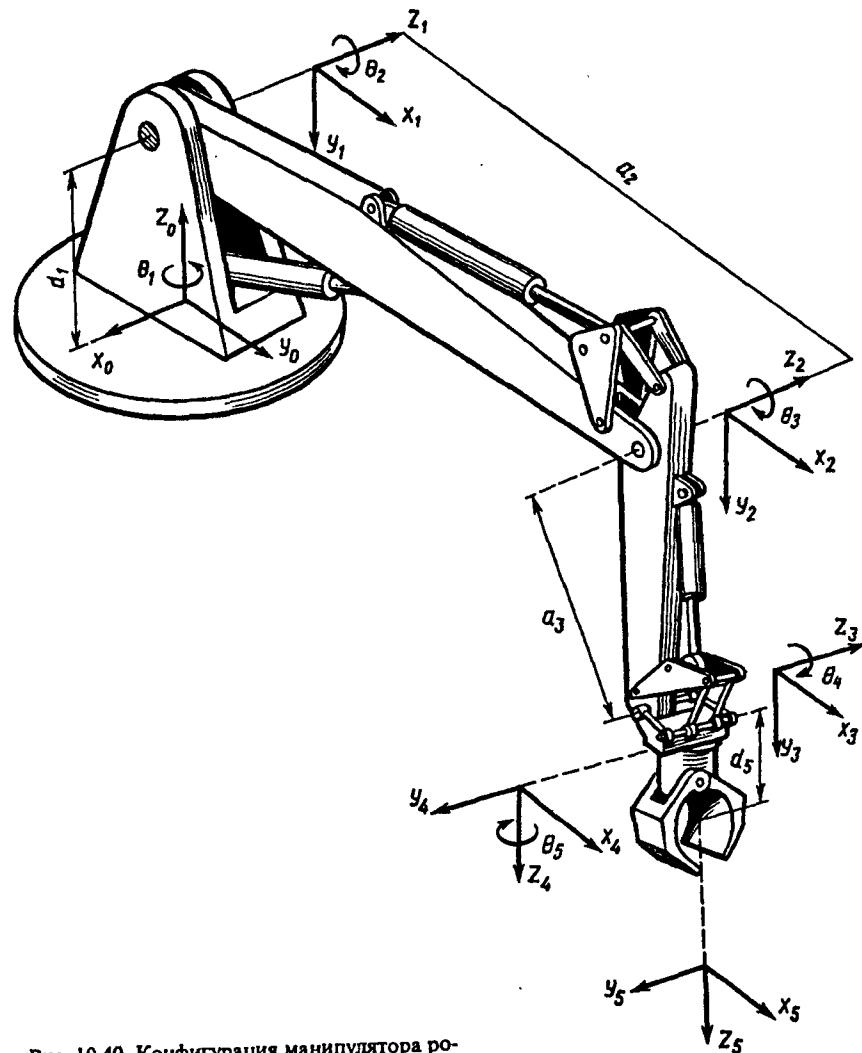


Рис. 10.40. Конфигурация манипулятора робота для установки опор контактной сети

$$A_3^4 = \begin{vmatrix} C_4 & 0 & S_4 & 0 \\ S_4 & 0 & -C_4 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}; A_4^5 = \begin{vmatrix} C_5 & -S_5 & 0 & 0 \\ S_5 & C_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d_5 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$$

Исходные данные для расчета представлены в табл. 10.2

Т а б л и ц а 10.2. Параметры сочленений манипулятора

Сочленение	$\theta_i$ , град.	$\alpha_i$ , град.	$a_i$ , мм	$d_i$ , мм	Диапазон, град.
$i = 1$	$\theta_1$	-90	0	1200	-160+160
$i = 2$	$\theta_2$	0	3500	0	-45+45
$i = 3$	$\theta_3$	0	2800	0	+20 + -150
$i = 4$	$\theta_4$	90	0	0	+20+ -150
$i = 5$	$\theta_5$	0	0	300	-160+160

Результаты расчета матрицы преобразования  $T_0^5 = A_0^1 A_1^2 A_2^3 A_3^4 A_4^5$ :

$$\begin{pmatrix} 0.5004 & -0.5000 & -0.7068 & 1751.3934 \\ 0.5000 & -0.4996 & 0.7074 & 1749.9994 \\ 0.7068 & 0.7074 & 0.0008 & 3673.8875 \\ 0.0000 & 0.0000 & 0.0000 & 1.0000 \end{pmatrix};$$

$$\begin{pmatrix} 0.1858 & -0.6825 & -0.7068 & 2271.6758 \\ 0.1857 & -0.6820 & 0.7074 & 2269.8677 \\ 0.9649 & 0.2627 & 0.0008 & 6375.5605 \\ 0.0000 & 0.0000 & 0.0000 & 1.0000 \end{pmatrix};$$

$$\begin{pmatrix} -0.4946 & -1.2126 & -0.0006 & 2123.3052 \\ -0.4942 & 0.2020 & 0.0006 & 2121.6152 \\ 0.7150 & -0.6984 & 0.0000 & 6590.0537 \\ 0.0000 & 0.0000 & 0.0000 & 1.0000 \end{pmatrix};$$

$$\begin{pmatrix} -1.2130 & 0.4936 & -0.0006 & 2123.1362 \\ 0.2016 & 0.4943 & 0.0006 & 2121.7842 \\ -0.6978 & -0.7155 & 0.0000 & 6590.0537 \\ 0.0000 & 0.0000 & 0.0000 & 1.0000 \end{pmatrix}.$$

Значительно большие осложнения вызывает решение обратной задачи кинематики, так как прямых методов ее решения не существует, а численные требуют достаточно большого числа итераций. Если не разрабатывается универсальная САПР роботов с произвольной кинематической схемой, более целесообразно сразу заложить в алгоритмы расчета матрицы преобразований соответствующих типов роботов, предоставляя проектировщику возможность решать прямую и обратную задачи, только лишь изменяя геометрические и массовые параметры манипулятора. В этом случае для решения обратной задачи в программном обеспечении должны быть заложены алгоритмы расчета по предварительно полученным аналитическим решениям для определенных типов манипуляторов с учетом возможности получения всех решений.

Наличие решений прямой и обратной кинематических задач позволяет решать задачи планирования траекторий, динамики и прочности робота, проектировать и рассчитывать систему управления.

Минимально достаточный программный комплекс автоматизированного проектирования робота должен включать в себя модуль расчета кинематики, динамики и прочности манипулятора, модуль расчета приводов звеньев, модуль расчета системы управления, модуль графического моделирования, модуль машинной графики, позволяющий разрабатывать рабочие чертежи узлов, гидравлические, электрические, электронные принципиальные и монтажные схемы, банк данных, включающий базы данных для разработки конструкторской документации.

Однако очевидно, что решение перечисленных задач не охватывает всех проблем, которые необходимо решать при автоматизированном проектировании робота. Как показано выше, задачи определения исходных параметров робота для конкретного технологического процесса, оценки его технико-экономической эффективности требуют разработки достаточно сложных программных комплексов.

Безусловно, что при создании интегрированных программных комплексов на базе объединения большого числа разнородных задач, имеющих различное внутримашинное представление объекта, наи-

более сложными становятся задачи межпрограммного обмена данными и маршрутизации пути последовательного их решения. Разработка межпрограммного интерфейса может осуществляться различными методами, но вероятно сегодня при интенсивном развитии языков обмена информацией наиболее приемлемым является использование баз данных. Разработка маршрутизаторов проекта связана с созданием систем более высокого уровня, базирующихся на операционных средах САПР.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андреев С. Н., Ворошилов М. С., Петров Б. А. Проектирование приводов манипуляторов. Л.: Машиностроение, 1975. С. 6—29.
2. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1975. С. 19—53, 183—212.
3. Артоболевский И. И., Кобринский А. Е. Роботы// Машинноеведение. № 5. С. 5—10.
4. Белов А. П. Манипуляторы. М.: Атомиздат, 1978. С. 3—26.
5. Белянин П. Н. Промышленные роботы. М.: Машиностроение, 1975. 398 с.
6. Богинский К. С., Зотов Ф. С., Николаевский Г. М. Мостовые и металлургические краны. М.: Машиностроение, 1970. 300 с.
7. Проектирование манипуляторов промышленных роботов и робототизированных комплексов/ С. Ф. Бурдаков, В. А. Дьяченко, А. Н. Тимофеев. М.: Высш. шк., 1986. 264 с.
8. Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. М.: Машиностроение, 1983. 301 с.
9. Вершинский А. В. Технологичность и несущая способность крановых металлоконструкций. М.: Машиностроение, 1984. 167 с.
10. Вершинский А. В., Гохберг М. М., Семенов В. П. Строительная механика и металлические конструкции. Л.: Машиностроение, 1984. 231 с.
11. Вильман Ю. А. Основы роботизации в строительстве. М.: Высш. шк., 1989. 270 с.
12. Виноградов И. Б., Кобринский А. Е., Степаненко Ю. А., Тывес Л. И. Особенности кинематики манипуляторов и метод объемов// Механика машин. М.: Наука, 1971. Вып. 27—28. С. 5—16.
13. Владов И. Л., Данилевский В. Н., Ионов П. Б. Сбалансированные манипуляторы. М.: Машиностроение, 1988 (Автоматические манипуляторы и робототехнические системы). 264 с.
14. Расчеты крановых механизмов. Т. I/ ВНИИПТМАШ, 4-е изд. М., 1993. 187 с.
15. Воробьев Е. И. Кинематический анализ пространственных исполнительных механизмов манипуляторов методом матриц// Механика машин. М.: Наука, 1971. Вып. 27—28. С. 30—37.
16. Воробьев Е. И., Козырев Ю. Г., Царенко В. И. М// Машиностроение, 1988. Серия АМ и РС (Автоматические манипуляторы и робототехнические системы). 239 с.

17. Воробьев Е. И., Шехвиц Э. И. Проектирование промышленных роботов/ Под ред. Э. И. Шехвица. М.: Машиностроение, 1993. 144 с.
18. Вукобрагович М. Шагающие роботы и антропоморфные механизмы. М.: Мир, 1976. С. 11—22, 423—466.
19. Вязгин В. А., Федоров В. В. Математические методы автоматизированного проектирования. М.: Высшая школа, 1989. 184 с.
20. Гаранин Н. П. и др. Грузоподъемные машины на речном транспорте. М.: Транспорт, 1991. 319 с.
21. Гидравлический привод строительных, дорожных и коммунальных машин: Каталог-справочник. Т. 1. Гидравлическое оборудование для строительных, дорожных, коммунальных и других мобильных машин. В 2 кн. М.: ЗАО "Гидрокомплект", АО "Машмир", 1997.
22. Гордои Д. Вычислительные аспекты имитационного моделирования// Исследование операций: Пер. с англ./ Под ред. Дж. Моудера. С. Элмаграби. М.: Мир, 1981. Т. 1. 712 с.
23. Гринберг Ф., Гринберг Р. Самоучитель программирования на входном языке СУБД dBASE III. М.: Мир, 1989. 448 с.
24. Грифф М. И., Затван Р. А., Трофименков В. Ф. Автотранспортные средства с грузоподъемными устройствами для перевозки грузов в контейнерах и пакетах. М.: Транспорт, 1989. 159 с.
25. Грузозахватные устройства: Справочник/ Ю. Т. Козлов, А. М. Обермейстер, Л. П. Протасов и др. М.: Транспорт, 1980. 223 с.
26. Дворякини А. М., Половикини А. И., Соболев А. И. Методы синтеза технических решений. М.: Наука, 1977. 145 с.
27. Динамика управления роботами/ В. В. Козлов, В. П. Макаричев, А. В. Тимофеев, Е. И. Юревич М.: Наука, 1984. 336 с.
28. Дистанционно управляемые роботы-манипуляторы// Сб. статей. М.: Мир, 1976. С. 5—20, 407—425.
29. Ерохин В. И., Мищенко А. А., Соколова З. Г. Применение промышленных роботов в машиностроении. М.: "Технология, организация и механизация механооборочного производства" (НИИИНФОРМТЯЖМАШ), 1973. № 14. 73 с.
30. Жавиер В. Л., Крамской Э. И. Погрузочные манипуляторы. Л.: Машиностроение, 1975. С. 13—19.
31. Загорский Г. С., Майоров Ю. П. Проблемы разработки погрузочно-разгрузочных, путевых, строительных робототехнических систем на железнодорожном транспорте и транспортном строительстве// Материалы науч.-техн. конф. "Применение робототехники на транспорте стран-членов СЭВ". М., 1985. С. 45—51.
32. Запятой В. П. Промышленные манипуляторы: Методические указания к лабораторным работам № 1 и 2 по курсу "Роботы и манипуляторы". М.: МВТУ, 1980. 18 с.
33. Зекевич С. Л., Поляков О. В. Моделирование управления в ГПС// Автоматизация проектирования и программирования роботов и ГПС: Сб. науч. тр. М.: Наука, 1988. 234 с.
34. Зерцалов А. И. Краны с жестким подвесом груза. М.: Машиностроение, 1979. 192 с.
35. Иванов М. Н. Детали машин. 4-е изд. перераб. М.: Высш. шк. 1984. 336 с.
36. Исаев И. Н., Созонов В. Г. Электропривод механизмов циклического действия. М.: Энергоатомиздат, 1994. 144 с.
37. Камышный Н. И., Павлеико И. И. Кинематика промышленных роботов// Вестник машиностроения. 1975. № 1. С. 63—65.
38. Каррабис Дж.-Д. Программирование в dBASE III PLUS. М.: Финансы и статистика, 1991. 240 с.
39. Келлер Г. Дистанционно-управляемый самоходный манипулятор// Атомная энергетика за рубежом. 1978. № 8.
40. Кобрицкий А. Е., Степаненко Ю. А. Некоторые проблемы теории манипуляторов// Механика машин. М.: Наука, 1967. Вып. 7—8. С. 4—22.
41. Козырев Ю. Г. Промышленные роботы. М.: Машиностроение, 1983. 376 с.
42. Кречко Ю. А. AutoCAD: программирование и адаптация. М.: ДИАЛОГ-МИФИ, 1995. 240 с.
43. Кудрявцев Е. М. Основы автоматизации проектирования машин. М.: Машиностроение, 1993. 336 с.
44. Кузнецов С. Д. Введение в СУБД// Системы управления базами данных. 1995. № 3. 114 с.
45. Кулешов В. С., Лакота Н. А. Динамика систем управления манипуляторами. М.: Энергия, 1971. С. 5—21, 37—49.
46. Куляшов А. П., Колотилии В. Е. Экологичность движителей транспортно-технологических машин. М.: Машиностроение, 1993. 288 с.
47. Курош А. Г. Курс высшей алгебры. М.: Наука, 1975. С. 16—59.
48. Курсовое проектирование грузоподъемных машин/ Под ред. С. А. Казака. М.: Высшая школа, 1989. 319 с.
49. Лакота Н. А., Батанов А. Ф., Моисеенков В. А. и др. Опыт применения дистанционно управляемых мобильных комплексов типа "Мобот-Ч" при ликвидации аварии на Чернобыльской АЭС// Подъемно-транспортное дело, 1998. № 3. С. 11-15.
50. Лаитух-Ляшенко А. И., Высокович Е. В. Введение в AutoCAD версии 12, 13. М.: ЭКОМ, 1997. 352 с.
51. Лари В. Б. Управление шагающим аппаратом. К.: Изд-во ин-та математики АН УССР, 1975. С. 3—4.
52. Макаров И. М., Лохин В. М., Романов М. П., Мелкоян П. А. Элементы автоматизированного проектирования сборочных роботов// Автоматизация проектирования и программирования роботов и ГПС: Сб. науч. трудов. М.: Наука, 1988. 234 с.
53. Манипуляционные системы роботов / А. И. Корендяев, Б. Л. Саламаидра, Л. И. Тывес и др.; Под общ. ред. А. И. Корендяева. М.: Машиностроение, 1989. 472 с.
54. Медведев В. С., Лесков А. Г., Ющенко А. С. Системы управления манипуляционных роботов. М.: Наука, 1978. С. 11—70.

55. Механика промышленных роботов/ Под ред. К. В. Фролова, Е. И. Воробьева// Кн. 3: Основы конструирования/ Е. И. Воробьев, А. В. Бабич, К. П. Жуков и др. М.: Высш. шк. 1989. 383 с.
56. Михайлов О. П. Автоматизированный электропривод станков и промышленных роботов. М.: Машиностроение, 1990. 304 с.
57. Нильсон Н. Принципы искусственного интеллекта. М.: Радио и связь, 1985. 224 с.
58. Норейков И. П. Разработка систем автоматизированного проектирования. М.: Изд-во МГУ им. Н. Э. Баумана, 1994. 207 с.
59. Основы робототехники/ Н. В. Василенко, К. Д. Никитин, В. П. Пономарев, А. Ю. Смолин; Под ред. К. Д. Никитина. Томск: МГП РАСКО, 1993. 480 с.
60. Отыкий Б. Н., Остапюк С. Ф., Сумароков Л. Н. Коллективные решения. М.: МЦНТИ, 1979. 82 с.
61. Парницкий А. Б. и др. Мостовые краны общего назначения. М.: Машиностроение, 1991. 351 с.
62. Переслен С. А., Рахманкулов В. З. Система графического программирования для робототехнических комплексов// Роботы и робототехнические системы: Тез. докл. III Всесоюз. конф. Челябинск, 1983./ Челябинский политехн. ин-т. Челябинск, 1983. Ч. 2. 160 с.
63. Петухов П. З., Ксюин Г. П., Серли Л. Г. Специальные краны. М.: Машиностроение, 1985. 248 с.
64. Пивко А. В., Запятай В. П., Батаинов А. Ф. Погрузчик. Авт. свид. СССР № 1482095, кл. В66f9/06, 1987.
65. Питерсон Дж. Теория сетей Петри и моделирование систем. М.: Мир, 1984. 264 с.
66. Планетарные передачи: Справочник/ Под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдашева. Л.: Машиностроение, 1977. 536 с.
67. Планиходы/ А. Л. Кемурджиан, В. В. Громов, И. Ф. Кажукало и др.; Под ред. А. Л. Кемурджиана. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1993. 400 с.
68. Поздняков О. И., Кубарев Е. И. Электрические приводы промышленных роботов. М.: Машиностроение, 1984. 88 с.
69. Попов Е. П. Роботы-манипуляторы. М.: Знание, 1974. С. 3—10.
70. Попов Е. П., Верещаги А. Ф., Зекевич С. Л. Манипуляционные роботы: динамика и алгоритмы. М.: Наука, 1978. 400 с.
71. Попов Э. В., Фомин И. Б., Кисель Е. Б., Шапот М. Д. Статические и динамические экспертные системы. М.: Финансы и статистика, 1996. 318 с.
72. Пособие по применению промышленных роботов/ Под ред. Кацухидо Нода. М.: Мир, 1975. 451 с.
73. Постнов В. А., Хархурим И. Я. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций. Л.: Судостроение, 1974.
74. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов/ Госгортехнадзор России. НПО ОБТ М., 1993. 239 с.
75. Приводы и их элементы. Рынок продукции: Каталог-справочник/ А. Б. Чистяков, Б. М. Парфенов, В. К. Свешников и др.; Под ред. А. Б. Чистякова. М.: Машиностроение, 1995. 432 с.
76. Проектирование и разработка промышленных роботов/ Аншин С. С., Бабаич А. В., Бараинов А. Г. и др.; Под общ. ред. Я. А. Шифрина, П. Н. Белянина. М.: Машиностроение, 1989. 272 с.
77. Робототехника и гибкие автоматизированные производства: В 9-ти кн. Кн. 2. Приводы робототехнических систем/ Ж. П. Ахромеев, Н. Д. Дмитриева, В. М. Лохин и др.; Под ред. И. М. Макарова. М.: Высш. шк., 1986. 175 с.
78. Роджерс Д., Адамс Дж. Математические основы машинной графики. М.: Машиностроение, 1980. 239 с.
79. Сбалансированные манипуляторы/ И. Л. Владов, В. Н. Данилевский, П. Б. Ионон и др./ Под ред. П. Н. Белянина. М.: Машиностроение, 1988. 264 с.
80. Свешников В. К. Станочные гидроприводы. М.: Машиностроение, 1995. 448 с.
81. Справочник машиностроителя. Т. 6/ Под ред. С. В. Серенсева. М.: Машгиз, 1962. 651 с.
82. Справочник машиностроителя. Т. 6/ Под ред. Э. А. Сатяя. М.: Машиностроение, 1964. 540 с.
83. Справочник по кранам. Т. 1, 2/ Под ред. М. М. Гохберга. Л.: Машиностроение, 1988.
84. Справочник по промышленной робототехнике: В 2-х кн./ Под ред. Ш. Нофа. М.: Машиностроение, 1989. 480 с.
85. Основы гидравлики и гидропривод станков/ Л. С. Столбов, А. Д. Перова, О. В. Ложкин. М.: Машиностроение, 1988. 256 с.
86. Тягунов О. А., Винокуров К. Е., Штыков А. В. Комплекс программных средств для исследования кинематики и динамики роботов// Автоматизация проектирования и программирования роботов и ГПС: Сб. науч. тр. М.: Наука, 1988. 234 с.
87. Феодосьев В. И. Сопrotивление материалов. М.: Наука, 1979. 559 с.
88. Фельдман В. Я., Файер Л. Б. Автоматизированные шахтные буровые установки — буровые роботы. М.: Недра, 1989. 191 с.
89. Халфмай Р. Л. Динамика. М.: Наука, 1972. С. 26—37.
90. Харитонон Н. И. Об оценке остаточного ресурса несущих металлических конструкций мостовых и козловых кранов по критерию усталостной поврежденности/ Расчет и конструирование подъемно-транспортных средств, 1988. С. 6—8.
91. Хокс Б. Автоматизированное проектирование и производство. М.: Мир, 1991. 296 с.
92. Челпанов И. Б., Колпашников С. Н. Схваты промышленных роботов. Л.: Машиностроение, 1989. 287 с.
93. Теория автоматизированного электропривода/ М. Г. Чиликин, В. И. Ключев, А. С. Сандлер. М.: Энергия, 1979. 616 с.

94. Чиликии М. Г., Саидлер А. С. Общий курс электропривода. 6-е изд., доп. и перераб. М.: Энергоиздат, 1981. 578 с.
95. Чупраков Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. М.: Машиностроение, 1979. 232 с.
96. Чхартшвили Г. С., Артюхов О. И. Диалоговый пакет прикладных программ для анализа и синтеза автоматических систем. М.: МЭИ, 1980. 44 с.
97. Шахипур М. Курс робототехники. М.: Мир, 1990. 527 с.
98. Юдии В. А., Петрокас Л. В. Теория механизмов и машин. М.: Высш. шк. 1977. С. 15—25, 502—521.
99. Юревич Е. И. и др. Системы управления промышленными роботами и манипуляторами. Л.: Изд-во Ленинград. Ун-та, 1980. С. 3—9, 25—42.
100. Янг Дж. Ф. Робототехника. Л.: Машиностроение, 1979. С. 3—47.
101. Ястребов В. С., Филатов А. М. Системы управления движением робота. М.: Машиностроение, 1979. С. 7—74.
102. J. Vogel u. a. Grundlagen der elektrischen Antriebstechnik mit Berechnungsbeispielen. VEB Verlag Technik, 1983.
103. Will Ströhl. Einführung in Hydraulik und Pneumatik. VEB Verlag Technik, Berlin, 1981.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение . . . . .	3
<b>Глава 1. Общие сведения о манипуляторах и роботах . . . . .</b>	<b>7</b>
1.1. Определение понятия "робот" . . . . .	7
1.2. Назначение и области применения роботов . . . . .	8
1.3. Манипуляционные роботы . . . . .	11
<b>Глава 2. Теоретические основы робототехники . . . . .</b>	<b>52</b>
2.1. Структура механизмов манипуляционных роботов . . . . .	52
2.2. Характеристики геометрических свойств манипуляционных устройств . . . . .	57
2.3. Кинематический анализ пространственных манипуляционных устройств . . . . .	66
<b>Глава 3. Приводы манипуляторов и роботов . . . . .</b>	<b>86</b>
3.1. Основные особенности проектирования приводов манипуляторов и роботов . . . . .	86
3.2. Электрический привод роботов и манипуляторов . . . . .	103
3.3. Гидравлические приводы манипуляторов и роботов . . . . .	127
3.4. Основы проектирования объемных гидравлических приводов . . . . .	180
3.5. Пневматические и пневмогидравлические приводы роботов . . . . .	205
<b>Глава 4. Передаточные механизмы манипуляционных роботов . . . . .</b>	<b>221</b>
4.1. Классификация схем манипуляторов, зависящая от расположения привода . . . . .	221
4.2. Типы передач, их основные характеристики . . . . .	222
4.3. Планетарные передачи . . . . .	224
4.4. Волновые передачи . . . . .	227
4.5. Конструкции электромеханических передаточных механизмов . . . . .	233
<b>Глава 5. Уравновешивающие устройства механизмов манипуляторов . . . . .</b>	<b>236</b>
5.1. Основные понятия и определения . . . . .	236
5.2. Грузовые уравновешивающие устройства . . . . .	237
5.3. Пружинные уравновешивающие устройства . . . . .	240
<b>Глава 6. Несущие конструкции манипуляторов . . . . .</b>	<b>247</b>
6.1. Общие положения . . . . .	247
6.2. Метод конечных элементов . . . . .	252
6.3. Особенности расчета несущих конструкций манипуляторов . . . . .	267
<b>Глава 7. Захватные устройства манипуляторов и роботов . . . . .</b>	<b>275</b>
7.1. Общие сведения. Технические показатели захватных устройств . . . . .	275
7.2. Классификация захватных устройств . . . . .	277
7.3. Конструкции захватных устройств . . . . .	280
7.4. Расчеты захватных устройств . . . . .	290
<b>Глава 8. Механизмы передвижения роботов и манипуляторов . . . . .</b>	<b>302</b>
8.1. Колесные устройства передвижения . . . . .	302
8.2. Гусеничные устройства передвижения . . . . .	303
8.3. Механизмы передвижения манипуляторов, работающих на слабых грунтах . . . . .	306
8.4. Механизмы передвижения подводных роботов и манипуляторов . . . . .	307

<b>Глава 9. Конструкция и расчет механизмов робототехнических систем большой грузоподъемности</b> . . . . .	<b>310</b>
9.1. Механизмы подъема пролетных и стреловых систем . . . . .	310
9.2. Механизмы передвижения кранов и тележек . . . . .	315
9.3. Механизмы поворота . . . . .	322
9.4. Механизм изменения вылета . . . . .	329
9.5. Режимы работы и классы использования грузоподъемных машин . . . . .	333
9.6. Расчетные нагрузки и допускаемые напряжения . . . . .	338
<b>Глава 10. Автоматизированное проектирование робототехнических систем</b> . . . . .	<b>344</b>
10.1. Системы автоматизированного проектирования . . . . .	344
10.2. Постановка задач и методология автоматизированного проектирования робототехнических систем . . . . .	360
Список литературы . . . . .	439

Учебное пособие

*МАЧУЛЬСКИЙ ИГОРЬ ИВАНОВИЧ,  
ЗАПЯТОЙ ВЛАДИМИР ПЕТРОВИЧ,  
МАЙОРОВ ЮРИЙ ПЕТРОВИЧ И ДР.*

**РОБОТОТЕХНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И КОМПЛЕКСЫ**

Технический редактор *Н. И. Горбачева*  
Корректор *В. Т. Агеева*

---

Изд. лиц. № 010163 от 21.02.97. Подписано в печать 12.07.99. Формат 60x88 1/16.  
Усл. печ. л. 27,44. Уч.-изд. л. 28, 32. Тираж 3000 экз. Заказ 620. С 044.  
Изд. 1-1-1/1 № 6655  
Государственное унитарное предприятие  
ордена "Знак Почета" издательство "ТРАНСПОРТ",  
107078, Москва, Новая Басманная ул., 10

---

АООТ "Политех-4"  
129110, Москва, Б. Переяславская ул., 46

ISBN 5-277-01999-5



9 785277 019993