

Владимирский государственный университет

В. П. УМНОВ

**МЕХАНИКА МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ
И МАНИПУЛЯЦИОННЫХ РОБОТОВ**

Учебное пособие

Владимир 2025

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»

В. П. УМНОВ

МЕХАНИКА МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ И МАНИПУЛЯЦИОННЫХ РОБОТОВ

Учебное пособие



Владимир 2025

ISBN 978-5-9984-1899-0

© ВлГУ, 2025

© Умнов В. П., 2025

УДК 621.865.8
ББК 32.816

Рецензенты:

Кандидат технических наук, доцент
доцент кафедры вычислительной техники и систем управления
Владимирского государственного университета
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых
С. И. Лиходеев

Кандидат технических наук, доцент
начальник проектно-конструкторского отдела АО НПО «Магнетон»,
г. Москва
И. Е. Голованов

Умнов, В. П.

Механика мехатронных модулей и манипуляционных роботов [Электронный ресурс] : учеб. пособие / В. П. Умнов ; Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых. – Владимир : Изд-во ВлГУ, 2025. – 220 с. – ISBN 978-5-9984-1899-0. – Электрон. дан. (8,21 Мб). – 1 электрон. опт. диск (DVD-R). – Систем. требования: Intel от 1,3 ГГц ; Windows XP/7/8/10 ; Adobe Reader ; дисковод DVD-ROM. – Загл. с титул. экрана.

Изложены основные сведения о мехатронных модулях и исполнительных устройствах роботов. Приведены эксплуатационные характеристики и основы математического представления процессов в механических системах. Рассмотрены вопросы построения механических систем мехатронных модулей и манипуляционных роботов, их исполнительных кинематических цепей, а также вопросы статического уравнивания манипуляторов.

Предназначено для студентов направлений подготовки 15.03.06, 15.04.06 «Мехатроника и робототехника», а также 15.03.04, 15.04.04 «Автоматизация технологических процессов и производств».

Рекомендовано для формирования профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС ВО.

Табл. 13. Ил. 148. Библиогр.: 33 назв.

ISBN 978-5-9984-1899-0

© ВлГУ, 2025
© Умнов В. П., 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЯХ, РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ И ИХ МЕХАНИКЕ.....	7
1.1. Общие сведения о мехатронных системах и модулях.....	7
1.2. Конструктивное выполнение мехатронных модулей движения.....	15
1.3. Робототехнические системы и их исполнительные устройства	32
<i>Вопросы для самоконтроля</i>	36
Глава 2. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ОСНОВЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОВ В МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ.....	37
2.1. Эксплуатационные характеристики механических систем мехатронных модулей и манипуляционных роботов.....	37
2.2. Базовые формулы механического движения.....	44
2.3. Основы математического моделирования механической системы модулей движения.....	48
<i>Вопросы для самоконтроля</i>	63
Глава 3. МЕХАНИЗМЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ И ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ КОМПОНЕНТЫ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ	64
3.1. Назначение механизмов преобразования движения в мехатронных модулях и их основные технические характеристики	64
3.2. Механизмы преобразования движения во вращательных модулях мехатронных систем	68
3.3. Опорные узлы для валов в модулях вращательного движения.....	93

3.4. Механизмы преобразования движения в мехатронных модулях линейного перемещения	106
3.5. Направляющие в механизмах поступательного перемещения	120
3.6. Соединительные муфты в мехатронных модулях	154
<i>Вопросы для самоконтроля</i>	160
Глава 4. ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ РОБОТОВ	162
4.1. Исполнительные механизмы (движители) мобильных роботов.....	162
4.2. Механизмы исполнительной кинематической цепи манипуляционных роботов.....	171
4.2.1. Основные характеристики механизмов исполнительной кинематической цепи манипуляционных роботов.....	171
4.2.2. Конструктивно-компоновочные и кинематические схемы механизмов исполнительной кинематической цепи манипуляционных роботов.....	177
4.3. Механизмы уравнивания	196
4.4. Механизмы захватных устройств	209
<i>Вопросы для самоконтроля</i>	214
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	216
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК ИСТОЧНИКОВ	217
РЕКОМЕНДАТЕЛЬНЫЙ БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	219

ВВЕДЕНИЕ

В исполнительных устройствах многих технических систем механические компоненты во многом определяют технические характеристики и качество работы устройств. Самый распространенный тип исполнительных устройств – электромеханические устройства – имеют целый ряд достоинств: экологичность (не оставляют отходов в отличие от гидравлических), сравнительно низкая цена, простота эксплуатации (в частности, программирование, настройка, ремонт и модернизация), высокая скорость и эффективность работы (в маломощных устройствах), доступность источника питания, компактность.

Электромеханические исполнительные устройства являются одним из основных компонентов современных мехатронных модулей и манипуляционных роботов, во многом определяющих качественные показатели их работы. Они обычно состоят из управляемого от силового преобразователя двигателя, механизма преобразования движения, включающего механическую передачу или редуктор, при необходимости механизм преобразования вида движения (чаще вращательного в поступательное) с опорами для вращающихся валов и поступательно перемещающихся конструктивных элементов, соединительной муфты (при необходимости), тормоза (последнего иногда может и не быть) и встроенного в конструкцию модуля или двигателя датчика. Все перечисленные компоненты мехатронного модуля должны быть подобраны и рассчитаны соответствующим образом для каждой конкретной задачи, исходя из предъявляемых технических требований.

Мехатронный модуль – составная часть робота, который для производственных задач может быть мобильным или манипуляционным. В мобильном роботе мехатронные модули обеспечивают движение его ходовой части – колесных, гусеничных или шагающих движителей. В манипуляционных роботах мехатронные модули реализуют перемещения исполнительной кинематической цепи, состоящей из звеньев, соединенных кинематическими парами для обеспечения движения рабочего органа (рабочего инструмента или захватного ор-

гана) при выполнении рабочей операции. При надлежащем выборе типов исполнительных устройств и их механических компонентов для каждой из частей робота и качественной реализации их взаимодействия достигается гибкость и эффективность работы всего робота в целом. Подбор механических рабочих устройств мехатронных модулей и робототехнических систем – сложный этап в конструировании, и в нём должны быть задействованы инженеры технологического, информационно-технического и непосредственно робототехнического профиля.

Материал пособия позволяет студентам уяснить принятые в мехатронике и робототехнике терминологию, понятия и определения, дает представление о структуре и составе мехатронных и робототехнических систем, а также их механических компонентах.

Пособие предназначено для обучающихся направлений «Мехатроника и робототехника» и «Автоматизация технологических процессов и производств», а также может быть полезно студентам и специалистам других технических направлений, занимающихся проектированием модулей и комплексов для автоматизированных производств.

Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЯХ, РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ И ИХ МЕХАНИКЕ

1.1. Общие сведения о мехатронных системах и модулях

Мехатроника представляет собой научно-техническое направление, базирующееся на интеграции компонентов точной механики с элементами электроники, электротехники и вычислительной техники, что позволяет создавать принципиально новые модули, устройства и машины, обладающие возможностью интеллектуального управления своими функциональными движениями. Основная задача мехатроники заключается в разработке инновационных узлов, блоков и модулей, выполняющих кинематические и динамические операции, которые служат основой для создания подвижных интеллектуальных систем и механизмов. В связи с этим, областью изучения мехатроники становятся процессы проектирования и изготовления машин и систем, способных реализовать заданные двигательные функции. Методологическая база мехатроники строится на комплексном использовании технологий, структурных решений, а также информационных и энергетических процессов, заимствованных из различных научно-инженерных дисциплин – таких как информатика, автоматическое управление, микроэлектроника, точная механика и другие. Типичная мехатронная система объединяет в себе электромеханические элементы, силовые электронные устройства и средства вычислительной техники, включая микроконтроллеры и персональные компьютеры, обеспечивающие её функционирование. При этом, в рамках настоящего мехатронного подхода, несмотря на применение стандартных компонентов, предпочтение отдается максимально интегрированной конструкции, при которой все части системы объединяются в единую структуру без избыточных межмодульных интерфейсов. Например, используются встроенные в микроконтроллеры аналогово-цифровые преобразователи, интеллектуальные силовые модули и прочие компактные решения. Это позволяет снизить габариты и массу устройства, повысить его надёжность и получить ряд дополнительных преимуществ. К числу мехатронных можно отнести любые системы, осуществляющие управление группой исполнительных механизмов. Среди наиболее известных представителей таких систем – промыш-

ленные роботы и станки с числовым программным управлением. Обобщённая структура мехатронной системы приведена на рис. 1.1. Основным элементом построения любой мехатронной системы, включая робототехнические комплексы, являются мехатронные модули.



Рис. 1.1. Обобщенная схема мехатронной системы

Мехатронный модуль (ММ) представляет собой унифицированную конструкцию, обладающую самостоятельной технической документацией и предназначенной, как правило, для выполнения перемещений вдоль одной оси. В качестве примеров можно привести узлы станков – такие как шпиндельная головка или поворотный стол. К числу простейших модулей относятся двигатели, редукторы и подобные им устройства. Более сложными вариантами являются автономные приводные модули: мотор-редуктор, мотор-колесо, мотор-

шпиндель, мотор-барабан, а также поворотные столы. По типу используемого привода ММ делятся на электрические, гидравлические, пневматические и другие виды. Электроприводные модули состоят из электродвигателя и, как правило, механизма преобразования движения. Они наиболее распространены и служат эталоном при сравнении различных решений на этапе проектирования. Гидроприводные модули включают в себя гидродвигатели вращательного или линейного действия. По сравнению с электрическими они имеют меньшие массогабаритные показатели, поскольку не требуют отдельного преобразователя движения; характеризуются низкой инерционностью и возможностью точной и широкодиапазонной регулировки. Среди недостатков выделяются высокая стоимость, необходимость использования насосной станции и чувствительность к чистоте рабочей жидкости. Пневмоприводные модули работают по аналогичному принципу, что и гидроприводы, но используют в качестве рабочего тела сжатый воздух. Такие модули проще по конструкции, дешевле и менее прихотливы в обслуживании, позволяют достигать больших скоростей перемещения. Однако их грузоподъемность при одинаковых размерах ниже почти на два порядка, КПД значительно меньше, а точность позиционирования ограничена. К прочим типам относятся модули со смешанным приводом, например, электрогидравлическим, а также модули, использующие иные способы преобразования энергии, отличные от электрических, гидравлических и пневматических. Классификация мехатронных модулей по конструктивным особенностям представлена на рис. 1.2. Полностью концепции мехатроники соответствуют лишь интеллектуальные модули, которые объединяют в себе приводную часть (двигатель), информационную подсистему (сенсоры) и встроенную вычислительную систему. Анализ тенденций развития глобального рынка машиностроительной продукции указывает на формирование нового поколения технологического и измерительного оборудования, а также транспортных систем, основанных на применении модулей мехатронного привода (ММД). При этом в странах с развитой промышленностью наблюдается устойчивый рост объемов выпуска таких модулей. Миллионы единиц ММД уже сегодня используются в авиастроении, космической отрасли, приборостроении, электротехнике, станкостроении, робототехнике, автомобилестроении и других ключевых направлениях индустрии. На основе

ММД разрабатываются экологически безопасные виды наземного, подводного и подземного транспорта, внедряются технологии высокоскоростной обработки легких сплавов для авиационных конструкций, реализуется высокоэффективное «сухое» шлифование прецизионных деталей в автомобильной и подшипниковой промышленности, применяются методы субмикронных измерений, а также осуществляется точная и производительная обработка графитовых электродов, пресс-форм и изделий из пластмасс.

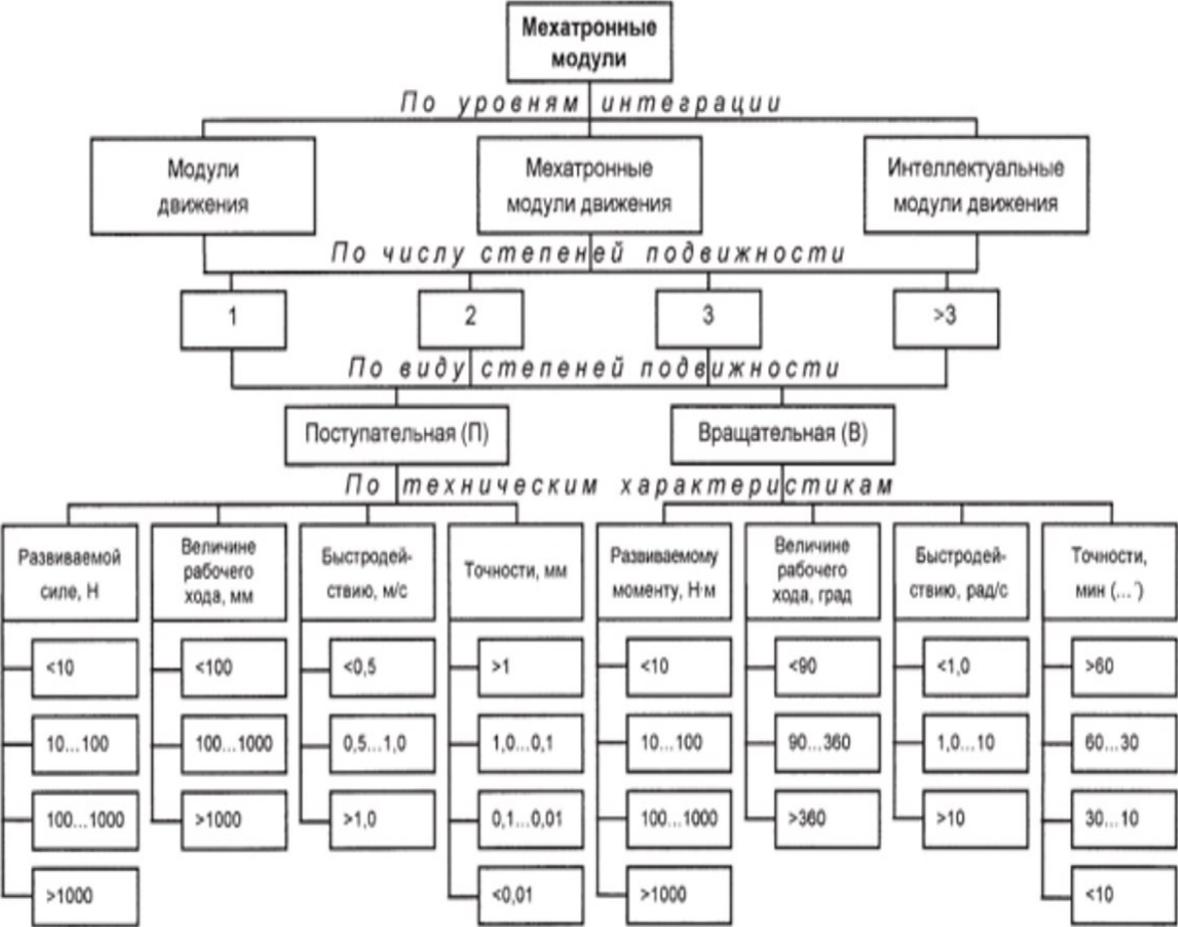


Рис.1.2. Классификация мехатронных модулей

Отличительной чертой ММД по сравнению с традиционными электроприводами является непосредственная интеграция электродвигателя в конструктивный узел оборудования: мотор-шпиндель, электрошпиндель, линейный электромеханический механизм головки инструмента, поворотной стол или глобусный механизм, мотор-колесо и другие аналогичные компоненты.

Современные производственные машины и транспортные средства нового поколения создаются преимущественно на базе четырех основных типов ММД.

1. К первой группе относятся высокоскоростные модули, обеспечивающие частоту вращения от 9 000 до 250 000 мин⁻¹ при мощности от 0,1 до 30 кВт. Они находят применение в металлообрабатывающих станках, деревообрабатывающем оборудовании, станках для сверления печатных плат, компрессорных установках и ряде других устройств. В данных модулях широко используются воздушные и электромагнитные опоры. Основные достоинства электрошпинделей с магнитными подшипниками включают:

- отсутствие физического контакта между элементами и, как следствие, отсутствие износостойкости;
- возможность работы на более высоких скоростях по сравнению с классическими решениями;
- минимальная вибрация, снижение трения и тепловых потерь;
- регулирование жёсткости и демпфирования системы;
- способность функционировать в условиях вакуума и агрессивных сред;
- высокая степень экологической безопасности.

2. Низкооборотные модули с предельной частотой вращения от 4 до 300 мин⁻¹, развиваемым моментом в диапазоне от 10 до 2500 Н·м и позиционированием с точностью до 3", предназначены для использования в поворотных столах станков, координатно-измерительных машинах, оборудовании электронной промышленности, роботизированных узлах и многофункциональных инструментальных головках. Такие модули могут эффективно применяться также в легкомоторном транспорте – электровелосипедах, инвалидных колясках, электромотоциклах, скутерах и прочих устройствах мобильного типа. Некоторые образцы транспортных мехатронных модулей движения (ММД), в частности, для инвалидных колясок и электровелосипедов, обладают техническими параметрами, превосходящими аналоги мировых лидеров. Например, масса инвалидной коляски снижена на 30 %, а автономность работы от аккумулятора увеличена на 50 % по сравнению с импортными изделиями.

3. Модули линейного перемещения, обеспечивающие усилие от 10 до 5000 Н и скорость до 32 м/с, применяются в приводах станков с

ЧПУ, промышленных роботов и измерительных систем, а также в запорной арматуре трубопроводов газовой и нефтяной отраслей.

4. Цифровые электроприводы, оснащённые бесщёточными синхронными и асинхронными двигателями мощностью до 10 кВт, способны обеспечивать крутящий момент от 1 до 40 Н·м и отличаются высоким отношением момента к собственной массе. Они используются в приводах подач высокопроизводительных станков и роботов, текстильных и деревообрабатывающих установок, а также вентиляторов и насосов. Управляющий блок данных приводов реализуется на основе интеллектуальных силовых микросхем и может быть встроен как в корпус самого двигателя, так и в его клеммную коробку. Расширение рынка высокопроизводительного оборудования традиционной и нетрадиционной компоновки, а также активное внедрение указанных ММД ведущими электротехническими компаниями мира позволило перевести специализированные мехатронные модули в категорию общепромышленных. Рынок таких устройств динамично развивается: объём спроса на них в 1997 году ожидается на уровне 100–120 тыс. единиц. Аналогичная ситуация наблюдается и в других сегментах ММД, включая линейные двигатели для станкостроения, робототехники, измерительных приборов и транспортных средств. Использование ММД в станках традиционной конструкции повысило производительность фрезерования почти в три раза. При этом высокая стоимость таких машин не становится препятствием для их закупки крупнейшими авиационными концернами. Особенно широкие перспективы применения ММД открываются в оборудовании нетрадиционной компоновки – обрабатывающих и измерительных машинах на базе платформы Стюарта и мехатронных поворотных столов. Экономический анализ показал следующие преимущества блочно-модульных станков перед традиционными обрабатывающими центрами:

- сокращение занимаемой площади в 2–2,5 раза;
- уменьшение количества базовых деталей в 2–3 раза;
- снижение металлоёмкости в 1,5–2 раза (особенно при нетрадиционной конструкции).

Встроенные в структуры ММ микроконтроллеры позволяют получить компактные и надежные мехатронные модули, на базе которых строятся многокоординатные системы. При этом значительно со-

кращается количество основных и интерфейсных компонентов по сравнению с традиционными электроприводами. В процессе разработки все задачи интеграции в ММ механических, электронных и управляющих компонентов на всех этапах жизненного цикла модуля. Всесторонне использование мехатронных модулей направлено, главным образом, на достижение существенной технико-экономической эффективности при эксплуатации и получении высоких показателей параметров движения, таких как точность, плавность перемещения, высокая повторяемость.

Анализ технико-экономических характеристик ММД и созданных на их основе машин нового поколения, с учётом современных тенденций на рынке машиностроительной продукции, позволяет выделить ключевые направления совершенствования компонентов общепромышленного назначения:

- активное развитие мехатронных модулей вращательного и линейного движения на основе переменного тока, встраиваемых в приводные узлы машин и оборудования, выпускаемых специализированными предприятиями и поставляемых ведущим машиностроительным фирмам;

- усиление международного научно-технического сотрудничества в области создания комплексных систем управления на основе ММД, направленного на формирование новых высококвалифицированных рабочих мест.

Прогноз развития станкостроения позволяет выделить следующие приоритетные направления:

- качественные изменения в конструкциях металлорежущих станков (станки с параллельной кинематикой, гексаподы, конструкции типа «Box in a box» и другие);

- объединение в едином конструктиве исполнительных и приводных элементов механизмов линейных и вращательных движений, реализующее концепцию прямого привода (Direct Drive), что позволяет исключить использование промежуточных механических передач, повысить точность и быстродействие, снизить потери энергии.

Интеграция в такие конструкции встроенных систем автоматического управления и датчиков технологического контроля делает мехатронные узлы интеллектуальными и автономными модулями, которые служат основой для проектирования перспективных металло-

обрабатывающих станков. Применение мехатронных модулей движения способствует достижению высокого уровня автоматизации технологических процессов. Перечень используемых в современных металлорежущих станках мехатронных модулей движения и агрегатов на их основе представлен на рис. 1.3.

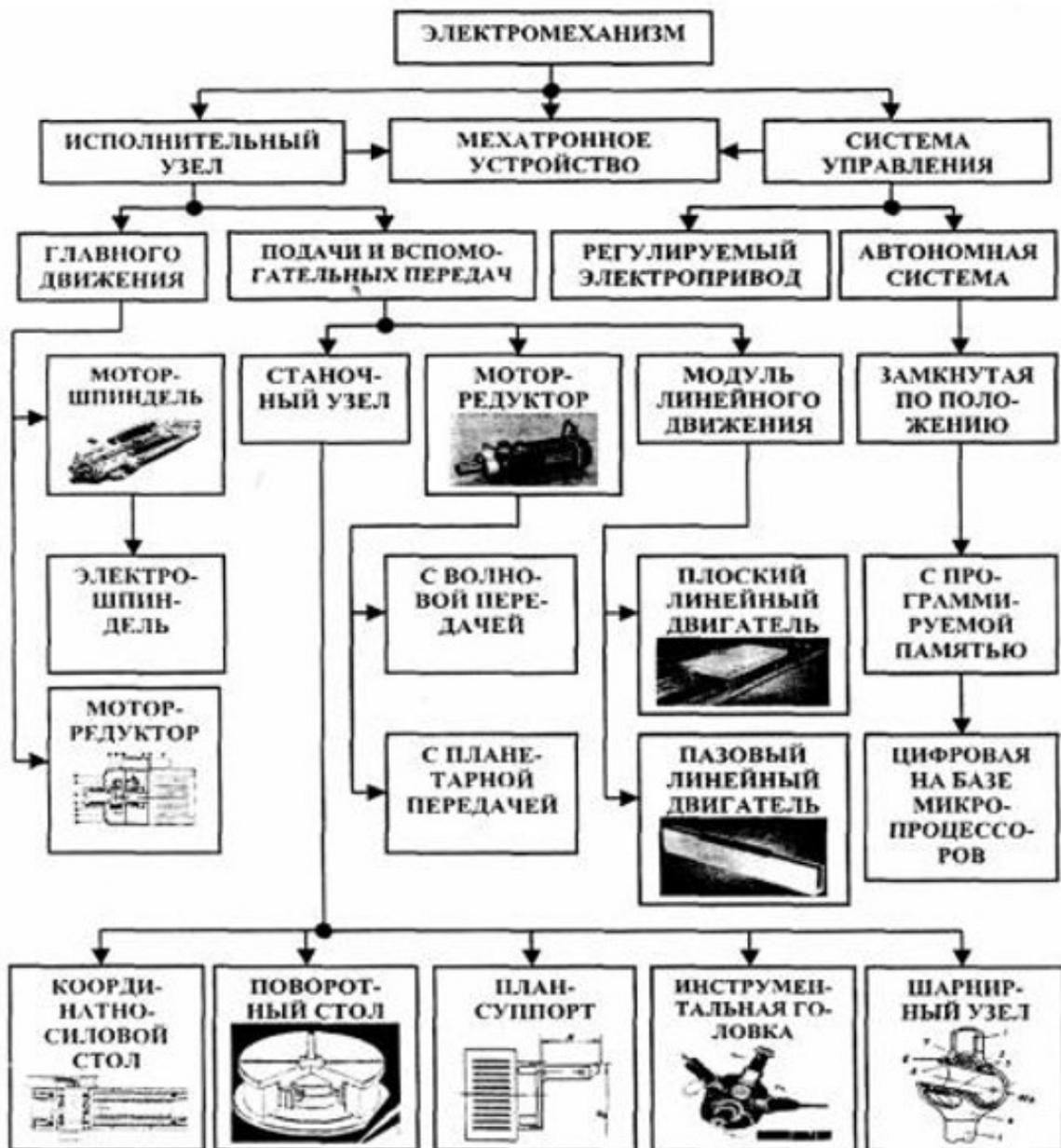


Рис. 1.3. Перечень мехатронных модулей движения и агрегатов на их основе, используемых в современных металлорежущих станках

1.2. Конструктивное выполнение мехатронных модулей движения

Главным отличием мехатронного модуля движения от стандартного промышленного привода является то, что вал электродвигателя выступает в роли одного из компонентов механической передачи. Примерами таких модулей служат мотор-редуктор, мотор-колесо, мотор-барaban и электрошпиндель.

Мотор-редуктор представляет собой единый конструктивный блок, объединяющий двигатель и механизм преобразования движения. В современной практике такие устройства получили широкое применение благодаря своей компактности и функциональности. Производится множество разновидностей мотор-редукторов, адаптированных под различные эксплуатационные условия, что позволяет подобрать оптимальное решение для каждой конкретной задачи.

По сравнению с традиционной схемой, где двигатель и редуктор соединяются через муфту, мотор-редукторы обладают рядом важных преимуществ:

- уменьшение общих габаритов оборудования;
- снижение себестоимости за счёт уменьшения числа крепёжных и соединительных деталей, а также упрощение монтажа, настройки и запуска;
- повышение эксплуатационных характеристик – включая защиту от пыли и влаги, минимальный уровень вибраций, а также надёжность и безопасность в сложных производственных условиях.

Конструкция модуля зависит от типа используемого редуктора и двигателя. В зависимости от технических требований применяют цилиндрические, червячные, конические, насадные и другие виды редукторов. В качестве двигателей чаще всего используются асинхронные машины с короткозамкнутым ротором, оснащённые частотными преобразователями, однофазные и постоянного тока. Многие как отечественные, так и зарубежные производители выпускают электродвигатели, цилиндрические и планетарные редукторы, из которых собираются мотор-редукторы, которые при необходимости могут быть дополнены фотоимпульсными датчиками, резольверами и тормозными устройствами, тем самым относя их к классу ММД. Система блочно-модульного присоединения различных типов редукторов – цилиндрических и планетарных, а также цифровых и магнитных фотоим-

пульсных датчиков – представлена на рис. 1.4. Объединение двигателя и передаточного механизма в единую конструкцию обеспечивает ряд преимуществ по сравнению с устаревшей схемой с муфтой.

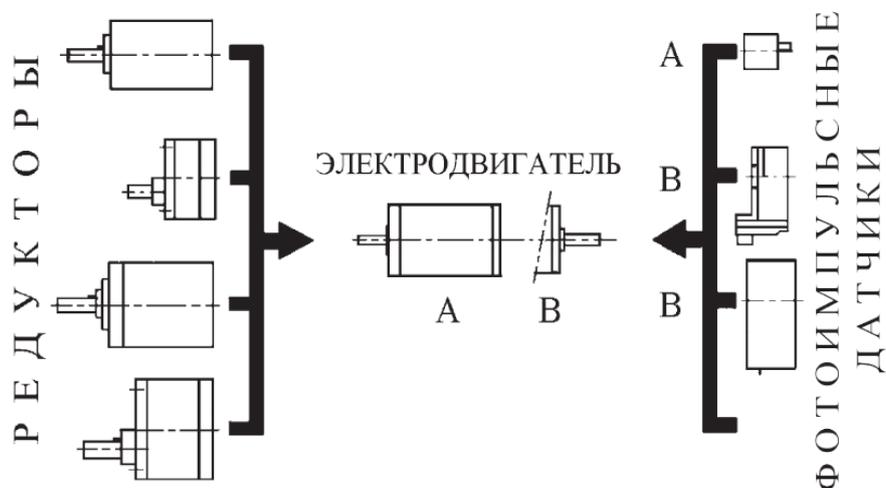


Рис. 1.4. Блочно-модульная система формирования мотор-редукторов: А, В – исполнения двигателя

К ним относятся значительное уменьшение размеров, сокращение числа соединительных элементов, снижение трудозатрат при установке и настройке. Благодаря этим достоинствам мотор-редуктор сегодня является одним из самых распространённых типов электроприводов. Ежегодно во всём мире выпускается миллионы мотор-редукторов различных исполнений, что позволяет удовлетворить практически любые потребности промышленности. Мотор-редуктор с коаксиальным цилиндрическим редуктором (см. рис. 1.5) состоит из двух основных частей – двигателя 1 и редуктора 2, который имеет фланцевую поверхность 3 с крепёжными отверстиями, предназначенными для соединения с двигателем посредством болтов или винтов 4.

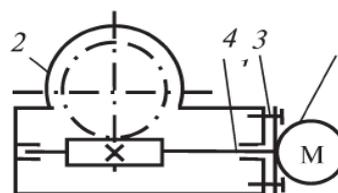
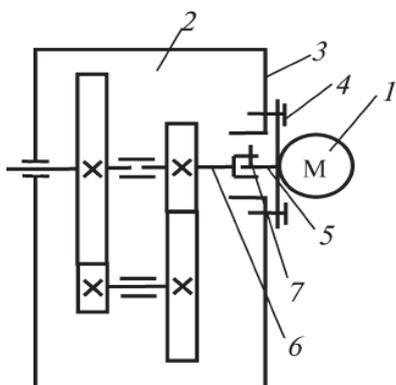


Рис. 1.5. Соосный двухступенчатый редуктор Рис. 1.6. Червячный мотор-редуктор

При создании конструктивно объединенного модуля, включающего двигатель и редуктор, вал 5 электродвигателя вводится в полый входной вал 6 редуктора и фиксируется с помощью шпонки 7. Также допускается исполнение, при котором вал двигателя и редуктора являются общим для обоих узлов. На рис. 1.6 изображена схема одноступенчатого червячного мотор-редуктора, включающего двигатель 1 и червячный механизм преобразования движения 2, соединенные между собой болтами 3 в общий корпус. В данной конструкции вал 4 является общим для двигателя и механизма преобразования.

Внешний вид двухступенчатого червячного мотор-редуктора компании *MOTOVARIO* представлен на рис. 1.7.

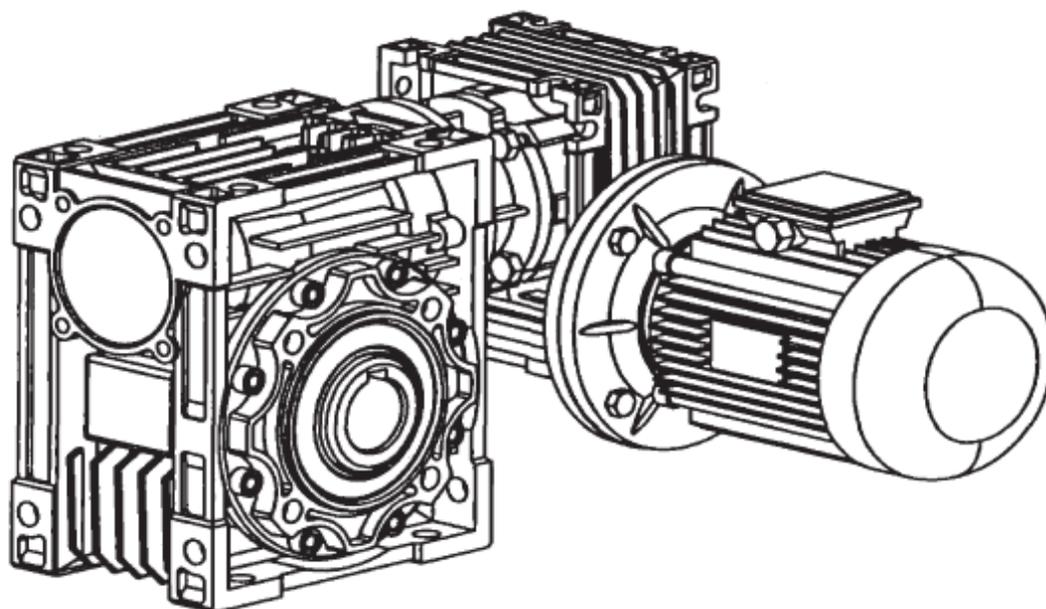


Рис. 1.7. Двухступенчатый червячный мотор-редуктор фирмы *MOTOVARIO*

В составе мотор-редукторов чаще всего применяются асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором, оснащённые частотным регулированием скорости вращения вала, а также однофазные и постоянного тока двигатели. Планетарный зубчатый мотор-редуктор показан на рис. 1.8.

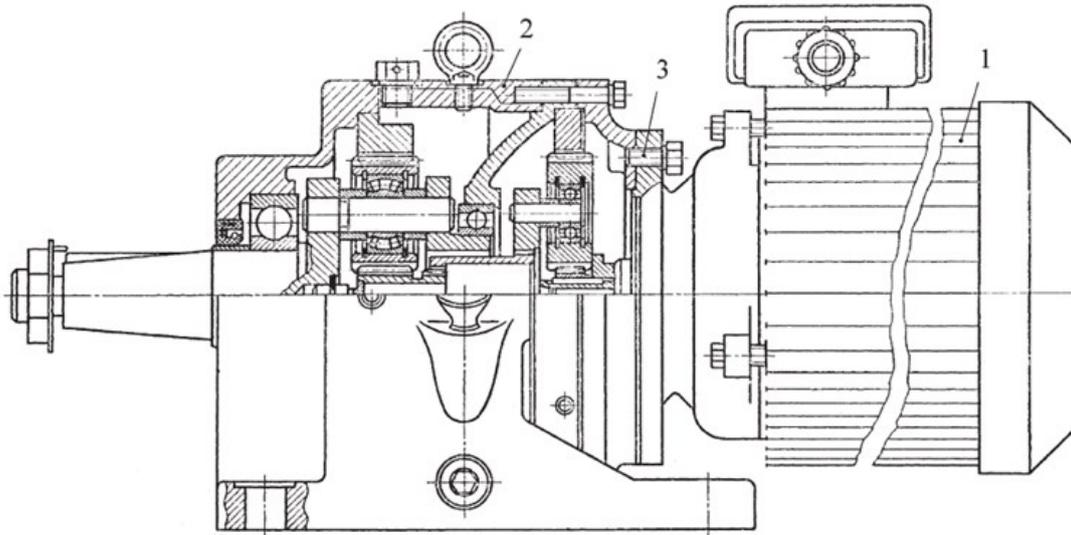


Рис. 1.8. Планетарный двухступенчатый мотор-редуктор

Мотор-редуктор состоит из асинхронного двигателя 1 и двухступенчатого планетарного зубчатого механизма передачи движения 2, объединённых в один корпус посредством крепёжных винтов 3. В этом механизме плавающими элементами выступают водило первой ступени и солнечная шестерня второй ступени, соединённые друг с другом зубчатыми муфтами. Водило второй ступени выполнено как единое целое с выходным валом механизма. Сателлиты первой ступени установлены в водилах консольным способом.

На рис. 1.9 приведён планетарно-цевочный одноступенчатый мотор-редуктор, состоящий из двигателя 1 и механизма передачи 2, смонтированных в общем корпусе с использованием винтов 3.

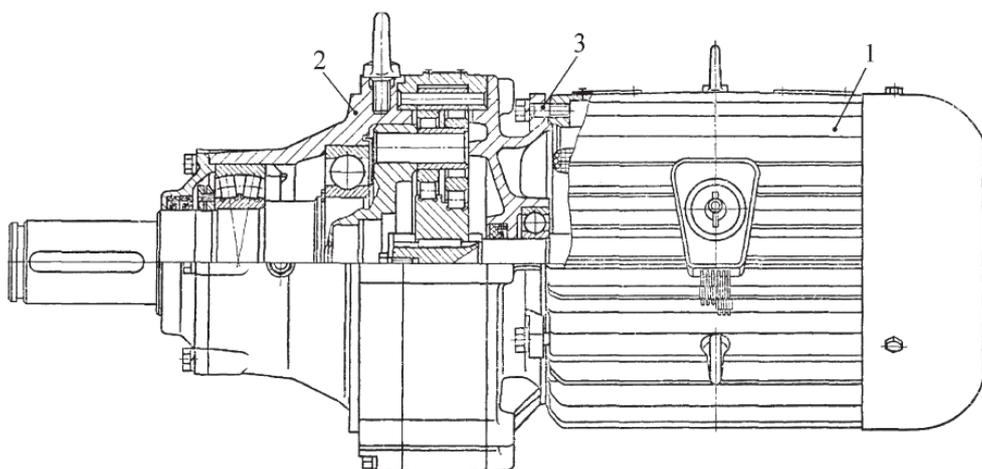


Рис. 1.9. Планетарно-цевочный мотор-редуктор

Мотор-редуктор с волновым механизмом и электромагнитным генератором волн изображен на рис. 1.10.

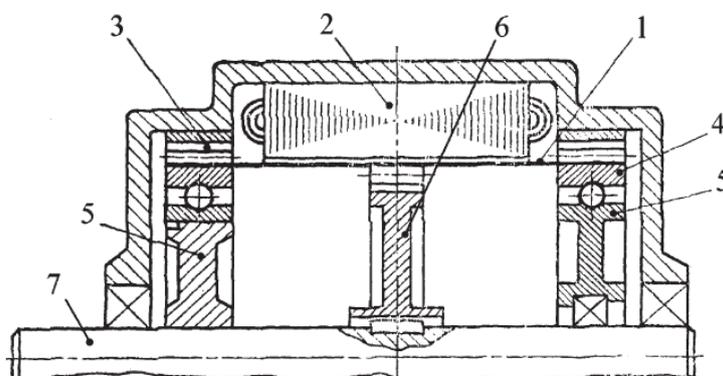


Рис. 1.10. Волновой мотор-редуктор

Устройство включает гибкое колесо 1, электромагнитный генератор волн 2, жесткие колёса 3, гибкие подшипники 4, кулачки 5, зубчатое колесо 6 и выходной вал 7. Во время работы гибкое колесо под действием электромагнитного поля деформируется и взаимодействует с жесткими колёсами, обеспечивая вращение относительно корпуса. Передача вращения на выходной вал осуществляется через зубчатое колесо 6. Кулачки, на которые установлены гибкие подшипники, перемещаются вместе с гибким колесом. Крепление кулачков может выполняться непосредственно на выходном валу или с применением подшипников качения. Последнее позволяет добиться радиального центрирования гибкого колеса относительно жесткого, повысить надежность, долговечность и КПД модуля.

В ряде случаев требуется возможность изменения частоты вращения выходного вала мотор-редуктора. Это условие можно реализовать двумя путями: использование механических вариаторов, позволяющих регулировать скорость вращения, или применение электронных устройств, изменяющих обороты двигателя. Оба метода имеют свои достоинства и ограничения и выбираются исходя из конкретных технических и технологических задач. Например, если необходимо увеличить крутящий момент на выходном валу, предпочтительнее использовать мотор-редуктор с механическим вариатором. Если же важны компактность и широкий диапазон регулирования скорости, то предпочтение отдаётся частотным преобразователям. Мотор-

редукторы могут комплектоваться различными типами вариаторов, в этом случае изделие получает название «мотор-вариатор-редуктор». Общая компоновочная схема таких устройств представлена на рис. 1.11.

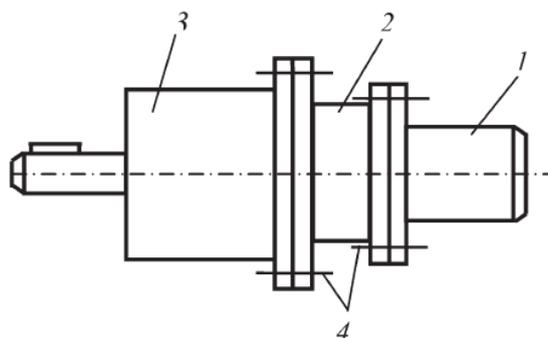


Рис. 1.11. Компоновка мотор-вариатор-редуктора

Двигатель 1 соединен с вариатором 2 и редуктором 3 посредством фланцев, закрепленных винтами (болтами) 4. Использование мотор-редукторов совместно с частотными преобразователями дает возможность плавного (бесступенчатого) изменения скорости выходного вала за счет регулирования частоты вращения двигателя при сохранении крутящего момента.

Конструктивная схема мотор-колеса, реализованного на базе планетарно-цевочного механизма типа К-Н-V, изображена на рис. 1.12. Эксцентрик 9 взаимодействует с валом электродвигателя 7 через двойную зубчатую муфту 10. Ролики 8 перемещаются по трем беговым дорожкам эксцентрика. Вращение передается от сателлита 6 к цевочному колесу 5, а затем – на ступицу колеса 4, которая

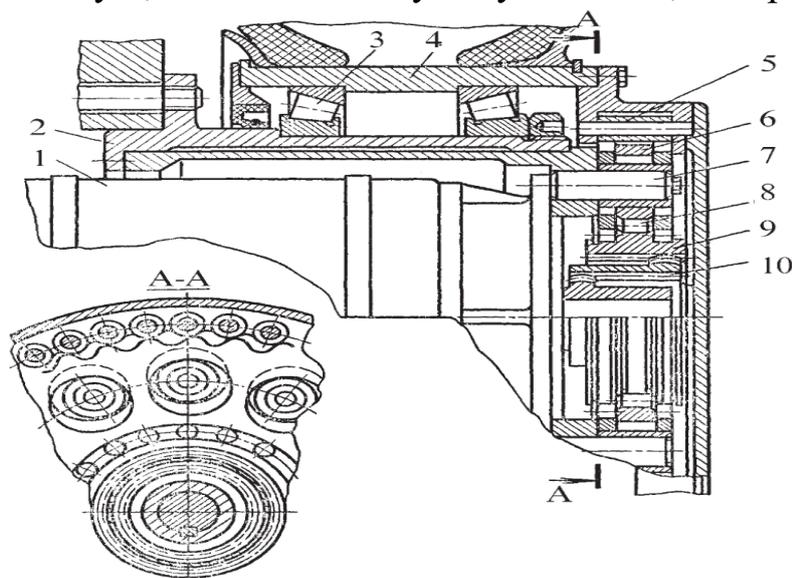


Рис. 1.12. Конструкция мотор-колеса на основе планетарно-цевочного редуктора

установлена на двух конических радиально-упорных подшипниках 3. Механизм параллельных кривошипов 7 размещён внутри неподвижной ступицы 2. Передача имеет двухсателлитную конструкцию, один из которых выполнен раздвоенным и расположен симметрично второму, что обеспечивает равномерное распределение нагрузки по всей длине цевок цевочного колеса 5. Эксцентрик 9 – плавающий, без радиальных опор. Такая компоновка отличается компактностью и удобством как при сборке, так и при обслуживании.

Бурное развитие электронных технологий способствовало появлению миниатюрных датчиков и электронных блоков обработки сигналов. Это дало возможность внедрять в модульные мехатронные устройства (ММД) информационные и электронные компоненты, которые и являются основным отличием ММД от традиционных мехатронных устройств (МД). Значительным этапом в эволюции приводов стало создание высокомоментных двигателей вращательного действия, применение которых позволило исключить использование механического редуктора в составе электроприводов постоянного тока, функционирующих на малых оборотах.

Высокомоментные двигатели представляют собой двигатели постоянного тока с возбуждением от постоянных магнитов и электронной коммутацией обмоток, способные выдерживать многократные перегрузки по моменту. Для точного определения положения ротора у вентильных высокомоментных двигателей применяются дополнительные технические средства – например, датчики Холла, индуктивные или фотоэлектрические датчики. Как правило, такие двигатели работают устойчиво в диапазоне частот вращения 0.1–1 1/мин, характерном для металлорежущих станков и промышленных роботов. Основные достоинства ВМД связаны с отсутствием в приводе редуктора: снижение материалоемкости, компактность и модульность конструкции; повышение точности за счет устранения зазоров; уменьшение погрешностей позиционирования и нелинейных явлений на малых скоростях за счет отсутствия трения в механической передаче; увеличение резонансной частоты системы. Современные высокомоментные двигатели выпускаются в коллекторном и вентильном исполнении (известном также как бесщеточный или бесконтактный тип).

Вентильные двигатели обладают рядом преимуществ перед коллекторными, среди которых:

- повышенная надежность и длительный срок эксплуатации, сопровождаемые минимальными затратами на техническое обслуживание (обусловлено отсутствием искрения и изнашивающихся щеточных узлов);

- улучшенные параметры теплового режима (тепло рассеивается в обмотках статора, а ротор не содержит нагреваемых элементов), что позволяет использовать кабели меньшего диаметра;

- высокая динамика за счет большого отношения момента к инерции ротора;

- значительная перегрузочная способность по моменту (обычно соотношение $M_{\max}/M_{\text{ном}}$ составляет около 8) при широком диапазоне регулирования скорости;

- линейные или близкие к ним механические и регулировочные характеристики.

По сравнению с синхронными двигателями, вентильные ВМД обеспечивают возможность регулирования частоты вращения с использованием обратной связи, причем скорость вращения не зависит от напряжения питания, а также исключена проблема выхода из синхронизма.

Одним из основных недостатков вентильных двигателей является применение дорогостоящих постоянных магнитов и наличие сложного блока коммутации обмоток, что приводит к увеличению габаритов и снижению показателя мощность/стоимость. Однако в современных моделях эти проблемы решаются за счет использования недорогих интегральных микросхем для построения управляющих блоков. Современные мехатронные модули движения (ММД) на базе вентильных машин обязательно включают в себя датчики обратной связи, а иногда – управляемые тормозные устройства, что относит их ко второму поколению. В качестве измерительных компонентов чаще всего применяются фотоимпульсные датчики (энкодеры), тахогенераторы, резольверы и кодовые датчики положения. Особое значение имеет то, что вал модуля «двигатель-датчик» является общим, что обеспечивает сочетание высоких технических характеристик и доступную стоимость.

Современные производственные задачи предъявляют к мехатронным модулям движения ряд требований:

- высокая точность исполнительных перемещений;
- надежность и долговечность, способность работать в условиях различных возмущений и при широком температурном диапазоне окружающей среды;
- существенно лучшие массогабаритные показатели по сравнению с традиционными электроприводами.

Показатели развиваемых усилий, скорости и точности движений определяются спецификой автоматизируемых процессов, а минимизация размеров обусловлена необходимостью размещения модуля в ограниченном пространстве. Использование стандартных серийных компонентов для создания ММД может привести к экономически и технически неэффективным решениям. Поэтому более целесообразным является проектирование специализированных модулей, полностью соответствующих своему функциональному назначению. Сложность и противоречивость предъявляемых требований обосновывает необходимость применения мехатронного подхода при создании таких систем. В частности, реализация принципа синергетической интеграции элементов позволяет достичь заданного уровня качества за счет конструктивного и функционального взаимодействия компонентов, многие из которых являются уникальными и создаются параллельно в ходе комплексного проектирования с учетом последующей интеграции. Если ключевым требованием выступает компактность, она достигается через применение бесконтактных электрических машин и их объединение с преобразователями движения и информационно-измерительными устройствами. При этом преобразователи и датчики становятся частью конструкции самого двигателя, а не внешними элементами. Синергетический эффект усиливается за счет многофункциональности некоторых компонентов ММД, что позволяет отказаться от множества механических интерфейсов, упрощает конструкцию, снижает ее себестоимость и исключает необходимость механической подгонки и согласования датчика и двигателя. Таким образом, ММД выступают в роли унифицированных функциональных единиц, из которых можно строить сложные мехатронные системы.

Примерами ММД служат модули, построенные на базе угловых и линейных электродвигателей в сочетании с различными типами преобразователей движения (винтовыми, червячными, планетарными, волновыми и другими), безредукторные модули, а также поворотные столы безредукторного типа. Мехатронный модуль линейного перемещения выходного звена представлен на рис. 1.13.

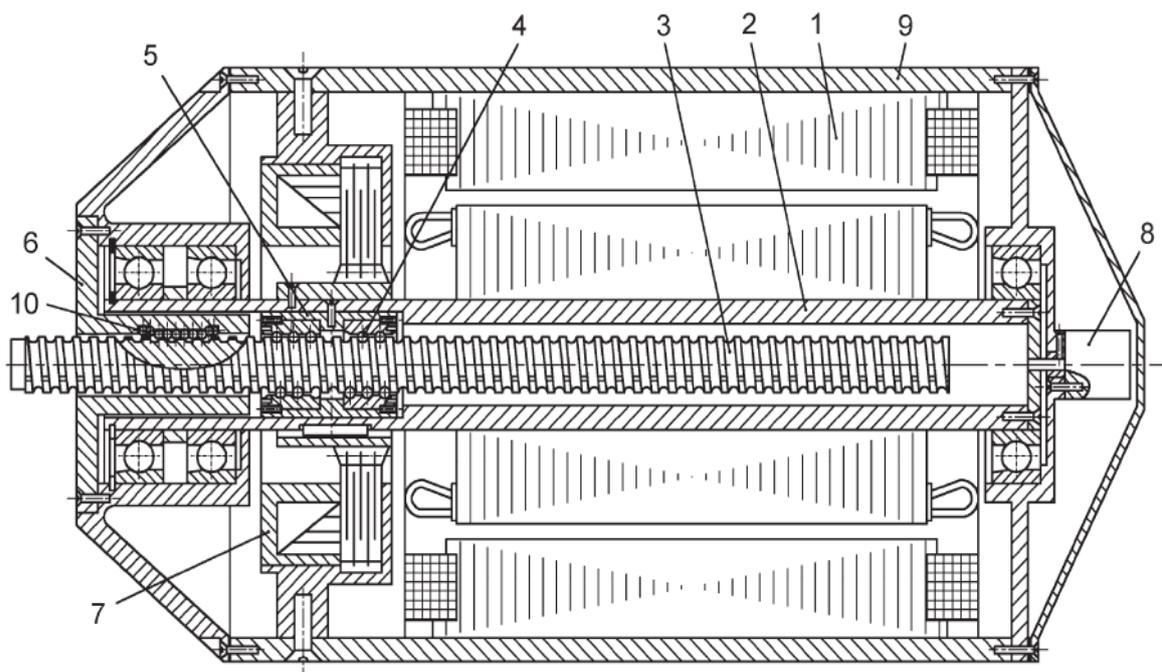


Рис. 1.13. Мехатронный модуль линейного движения

Устройство включает асинхронный двигатель 1 с полым валом 2, шариковинтовую передачу, состоящую из винта 3, шариков 4 и составной гайки 5, соединённой с валом 2. Также в конструкцию входят направляющая 6, нормально замкнутый электромагнитный тормоз 7, фотоимпульсный датчик 8 и корпус 9. При вращении ротора двигателя 1 через вал 2 приводится во вращение гайка 5, взаимодействующая с винтом 3 посредством шариков 4, что обеспечивает линейное перемещение винта. Чтобы исключить проворачивание винта 3 и уменьшить силу трения при его движении, в нём выполнены три продольных канавки, в которые входят шарики 10 направляющей 6. Положение винта 3 отслеживается фотоимпульсным датчиком 8. В случае обесточивания системы срабатывает электромагнитный тормоз 7, установленный в корпусе 9, который останавливает винт.

Двухступенной (двухкоординатный) модуль показан на рис. 1.14.

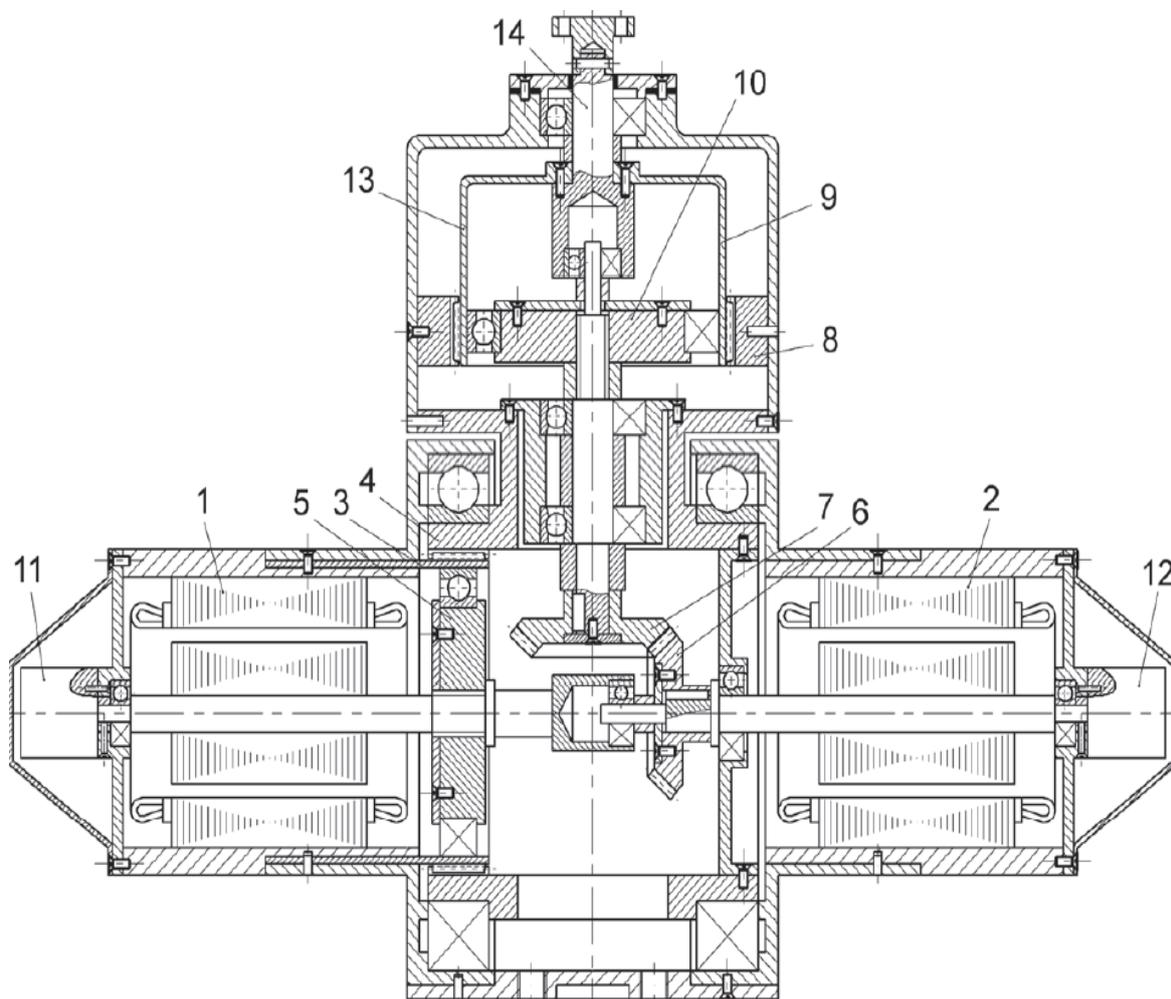


Рис. 1.14. Двухкоординатный мехатронный модуль движения

Мехатронный модуль имеет два двигателя 1 и 2, волновой преобразователь движения с фиксированным гибким колесом 3, подвижным жёстким колесом 4 и кулачковым волновым генератором 5, двухступенчатый механизм преобразования движения, включающий коническую зубчатую пару 6–7, второй волновой преобразователь с неподвижным жёстким колесом 8, подвижным гибким колесом 9 и кулачковым генератором волн 10, а также два фотоимпульсных датчика положения – 11 и 12. После запуска двигателя 1 начинает вращаться генератор волн 5, что приводит к движению жёсткого колеса 4 вместе с корпусом 13, связанным с ним. При активации двигателя 2 вращение его вала через зубчатую передачу 6–7 передаётся на генера-

тор волн 10, вызывая деформацию гибкого колеса 9, которое в свою очередь приводит в движение выходной вал 14, соединённый с ним. Датчики 11 и 12 служат для контроля положения корпуса 13 и выходного вала 14 соответственно.

На рис. 1.15 представлен мехатронный модуль производства фирмы MAXON.

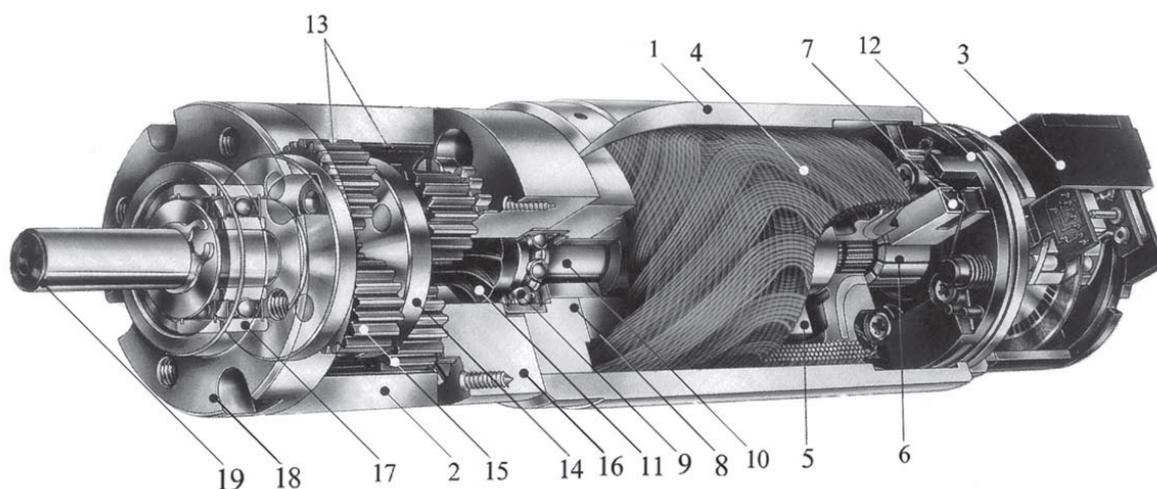


Рис. 1.15. Мехатронный модуль движения фирмы *MAXON*

Конструкция включает коллекторный двигатель 1, двухступенчатый планетарный редуктор 2 и фотоимпульсный датчик положения 3. Двигатель состоит из обмотки 4, магнита 5, коллектора 6, щёток 7, фланца 8, подшипника 9, вала 10 с окончанием в виде вал-шестерни 11 и крышки 12. Каждая ступень редуктора типа 2К-Н содержит одно внешнее и одно внутреннее зацепление, включая центральные колёса 11 и 13 (первая ступень), водило 14 и сателлиты 15. Для установки подшипника 9 используется специальная монтажная плита 16. Подшипник 17 размещён во фланце 18 механизма передачи движения, через который проходит выходной вал 19. Фотоимпульсный датчик используется для регистрации углового положения и перемещения выходного вала.

Одним из ключевых этапов в развитии мехатронных модулей стало создание конструкций типа «двигатель – рабочий орган». Такие модули находят широкое применение в технологических системах, где задачей движения является целенаправленное воздействие исполнительного элемента на обрабатываемый объект. Мехатронные моду-

ли данного типа используются, например, в фрезерных и шлифовальных станках под названием мотор-шпиндели.

Сегодня выпускается широкая линейка высокоскоростных прецизионных электро- и пневмошпинделей с частотой вращения от 9000 до 250000 об/мин, предназначенных для обработки различных металлических и неметаллических материалов методами фрезерования, сверления, шлифования, а также для специальных задач, включая применение в промышленных лазерах. Высокоскоростной шпиндель, используемый в металлорежущих станках, должен соответствовать ряду технических требований: наличие высокой пиковой и продолжительной мощности, максимальная аксиальная и радиальная жёсткость, высокая скорость вращения, система крепления инструмента, адаптированная под требования высокоскоростной обработки, часто с возможностью автоматической смены оснастки. При выборе оборудования для конкретного технологического процесса необходимо принимать решение между использованием ременного привода или моторшпинделя. Электршпиндель со встроенным двигателем, оснащённый датчиками и исполнительными устройствами для контроля процесса высокоскоростной обработки, представлен на рис. 1.16.

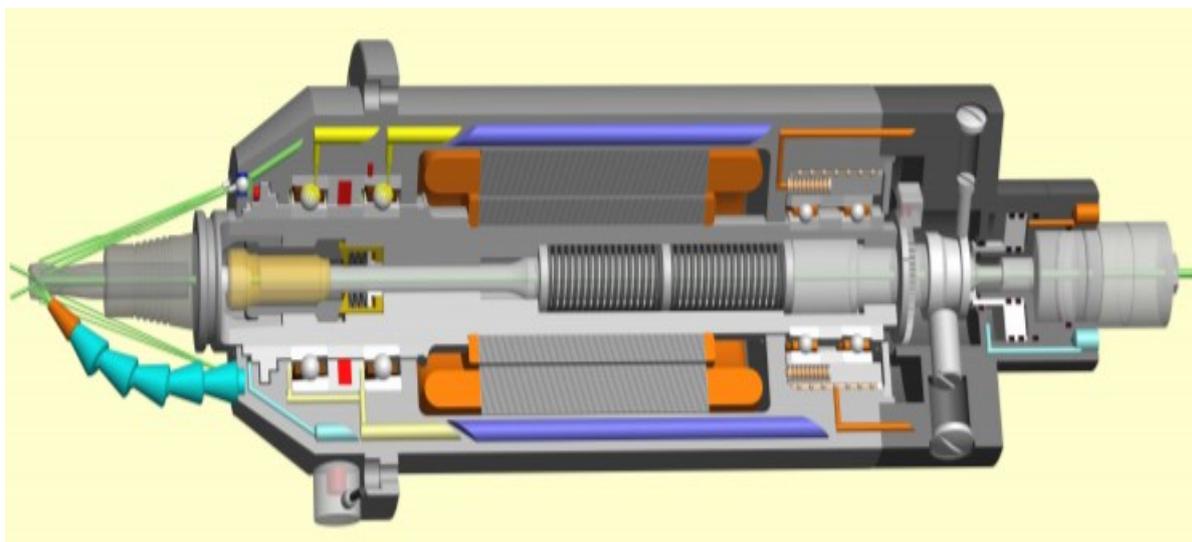


Рис. 1.16. Вид моторшпинделя

Моторшпиндель представляет собой конструктивно объединенный узел, в котором двигатель встроен непосредственно в шпиндельный корпус. Это позволяет достичь высоких частот вращения без

ограничений, связанных с использованием ременных или зубчатых передач. Основными компонентами моторшпинделя являются: вал, установленный на подшипниках, электродвигатель и механизм крепления инструмента. Смазка подшипников может быть выполнена по двум схемам – либо закладывается на весь срок службы (перманентная), либо реализуется методом воздушно-масляной подачи. Последний вариант обеспечивает повышение допустимой скорости вращения на 20% и более. Мощностные характеристики электршпинделя напрямую зависят от параметров установленного двигателя. При выборе конкретного типа шпинделя решающими факторами являются требования технологического оборудования. Окончательное решение принимается на основе оптимального сочетания таких характеристик, как скорость вращения, мощность, жёсткость конструкции и несущая способность. Мехатронный модуль движения (ММД) в исполнении поворотного стола без использования редуктора (рис. 1.17) предназначен для работы в режимах позиционирования и контурной обработки при фрезеровании, сверлении и расточке.

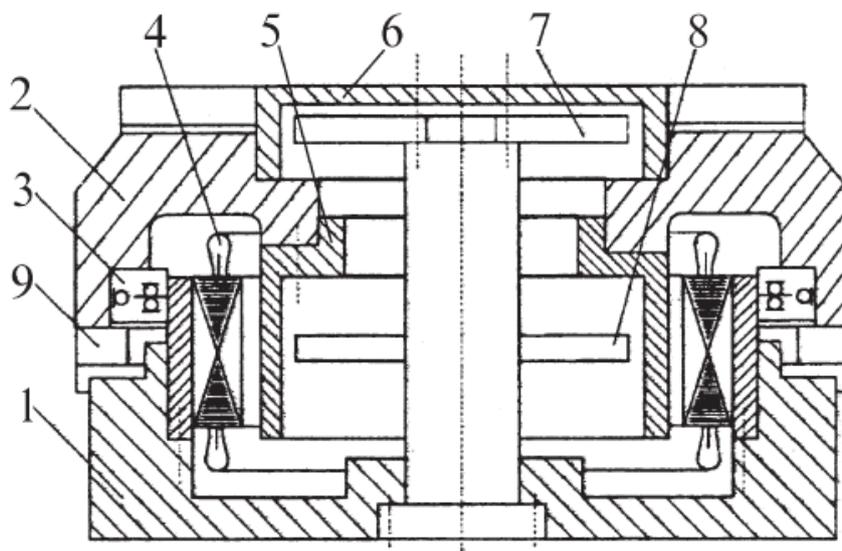


Рис. 1.17. Безредукторный поворотный стол

Устройство стола включает основание 1 и поворотную часть 2, которая установлена на упорных подшипниках 3. В конструкцию встроен двигатель 4, ротор которого соединен с планшайбой 6 через вал 5. Для контроля положения и скорости используются датчики соответственно 7 и 8. Фиксация планшайбы в заданной позиции осу-

ществляется с помощью гидротормоза 9. Прямое (безредукторное) соединение между ротором и планшайбой повышает точность позиционирования, расширяет функциональные возможности стола, одновременно упрощает конструкцию, уменьшает количество элементов и увеличивает общую жесткость узла.

Аналогичный мехатронный принцип используется также при разработке линейных модулей перемещения (рис. 1.18). Здесь задача состоит в том же – исключить из состава привода механические преобразующие элементы. Модули, построенные на базе линейных высокомоментных двигателей (ЛВМД), всё шире применяются в различных типах оборудования: гексаподах, высокоскоростных станках (фрезерных, многоцелевых, шлифовальных), установках для лазерной и водоструйной резки, а также во вспомогательных устройствах, таких как транспортеры и крестовые столы.

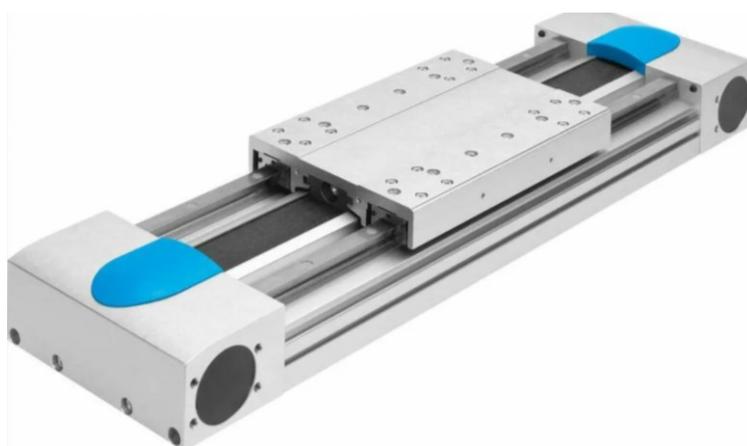


Рис. 1.18. Мехатронный модуль с линейным двигателем

Традиционные системы линейного перемещения состоят из двигателя вращательного движения и механизма преобразования вращения в линейное движение – это могут быть шарико-винтовые пары, зубчато-реечные передачи, ленточные приводы и другие решения. Хотя исследования в области линейных двигателей начались еще в начале 80-х годов, широкого применения они не получили из-за относительно низких удельных силовых показателей. Такие двигатели использовались лишь в ограниченном числе устройств – координатно-измерительных машинах, графопостроителях и им подобных, где требования к динамике и усилиям были невысоки, что делало невоз-

возможным их применение в автоматизированном производственном оборудовании.

Основные достоинства модулей, построенных на основе линейных вентильных машинных двигателей (ЛВМД), в сравнении с классическими линейными приводами заключаются в следующем:

во-первых, значительно увеличивается предельная скорость перемещения (достигающая 150–210 м/мин) и ускорение (в перспективе до 5g);

во-вторых, обеспечивается высокая точность позиционирования и воспроизведения движения;

в-третьих, реализуется повышенная статическая и динамическая жёсткость конструкции.

Однако при проектировании и внедрении ЛВМД возникают определённые сложности: увеличенная стоимость по сравнению с традиционными решениями, необходимость применения систем охлаждения для мощных модулей (жидкостного или воздушного типа), а также относительно невысокий коэффициент полезного действия.

Прямой привод представляет собой модуль движения, в котором отсутствуют механические передаточные элементы, а электрическая машина непосредственно преобразует электромагнитную энергию в линейное либо поворотное движение. С точки зрения инженерного подхода, двигатель прямого привода можно представить как развернутую в декартовой или сферической системе координат электромагнитную структуру, формирующую стоящее или бегущее пространственное магнитное поле. Контролируя силы магнитного взаимодействия между подвижной и неподвижной частями устройства, возможно обеспечение перемещения рабочего элемента по заданной траектории любой сложности в рамках первой или второй координатной системы.

Системы прямого привода делятся на линейные и поворотные двигатели (платформы), а также специализированные многокоординатные комплексы. Прочие типы таких двигателей находят применение крайне редко.

В классическом варианте исполнения якорь линейного двигателя, подключённый к источнику переменного тока, перемещается над статором, выполненным из стальной пластины и постоянных магни-

тов (так называемая «магнитная дорога»), за счёт взаимодействия переменного магнитного поля якоря со стационарным полем статора. Поворотные платформы, в свою очередь, представляют собой электромагнитную систему, где в зависимости от конструктивного исполнения подвижной частью может быть как якорь, так и статор. В некоторых случаях якорь остаётся неподвижным, а движение совершает статорное кольцо.

К частным случаям поворотных двигателей относятся кольцевые и сегментные конструкции. Сегментный синхронный двигатель состоит из нескольких участков статора с трёхфазными обмотками и ротора, оснащённого постоянными магнитами из редкоземельных сплавов. Равномерное вращение обеспечивается благодаря синусоидальному регулированию фазовых токов. В современной промышленности наибольшее распространение получили синхронные линейные и поворотные двигатели с использованием редкоземельных магнитов, которые по сравнению с асинхронными вариантами обладают повышенной удельной мощностью и улучшенными динамическими характеристиками.

Преимущества модулей, реализованных на базе линейных вентильных машинных двигателей (ЛВМД), по отношению к традиционным линейным приводам проявляются в следующих аспектах:

первое – достигается существенное увеличение максимальной скорости перемещения (в диапазоне 150–210 м/мин) и ускорения (в перспективных разработках до уровня 5g);

второе – гарантируется высокая степень точности позиционирования и повторяемости движения;

третье – обеспечивается повышенная статическая и динамическая жёсткость системы.

Однако при разработке и внедрении ЛВМД возникают определённые инженерные трудности: более высокая стоимость относительно традиционных аналогов, необходимость использования охлаждающих систем (жидкостного или воздушного исполнения) для высокомоментных модулей, а также сравнительно низкий уровень коэффициента полезного действия.

1.3. Робототехнические системы и их исполнительные устройства

Робототехнические системы можно разделить на три больших класса :

- манипуляционные робототехнические системы;
- мобильные робототехнические системы;
- информационные и управляющие робототехнические системы.

Информационные и управляющие робототехнические системы представляют собой комплексы измерительно-информационных и управляющих средств, автоматически производящих сбор, обработку и передачу информации, а также использование ее для формирования различных управляющих сигналов. Примером могут служить необитаемые подводные аппараты, снабженные измерительно-информационными и управляющими устройствами и автоматической аппаратурой для определения свойств воды и дна, для обработки, обнаружения и опознания предметов с автоматической выдачей информации.

Мобильные робототехнические системы представляют собой платформы или шасси, перемещением которых управляет автоматика. При этом они имеют запрограммированное автоматическое адресование цели, могут автоматически нагружаться и разгружаться, осуществлять доставку заготовок и инструментов к станкам и деталей от станков на склад. Мобильные робототехнические системы могут быть колесными, шагающими колесношагающими, гусеничными, летающими и плавающими.

Манипуляционные робототехнические системы можно разделить на три вида:

- автоматически действующие роботы, автоматические манипуляторы и роботизированные технологические комплексы;
- дистанционно управляемые роботы, манипуляторы и технологические комплексы;

Автоматически действующие роботы применяют в основном в промышленном производстве. В зависимости от способа задания и отработки управляющей программы их делят на четыре рода: жестковстроенные, программные, адаптивные, интеллектуальные.

Приведем несколько примеров роботов, построенного по мехатронному принципу.

На рис. 1.19 представлен вид робота Маскот с дистанционным управлением фирмы «Телеробот» (Италия), предназначенного для работы с опасными химическими или биологическими препаратами.



Рис. 1.19. Вид робота Маскот фирмы «Телеробот» (Италия)

Серия промышленных роботов FANUC M-710iC (произведена в Японии) предназначена для выполнения работ с грузами средней массы, от 20 до 70 кг (см. Рис. 1.20).

Компактное запястье, прочная конструкция манипулятора, узкая опорная база и радиус действия до 3,1 метра позволяют использовать данные модели в самых разнообразных условиях. Благодаря высоким скоростям перемещения по осям эти роботы отличаются оперативностью работы. Кроме того, они обладают хорошими инерционными характеристиками и значительной грузоподъемностью, что делает их универсальными для решения широкого круга производственных задач.



Рис. 1.20. Вид манипуляционного робота FANUC M-710iC

Одним из лидеров среди автоматизированных решений в сфере палетирования является робот KUKA KR QUANTEC PA. Его специализированная версия – KUKA KR QUANTEC PA Arctic (Рис. 1.21) – адаптирована для функционирования в условиях экстремально низких температур, вплоть до $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Рис. 1.21. Вид манипуляционного робота KUKA KR QUANTEC PA Arctic

Такой вариант применяется в основном в холодильных камерах. Электронные и механические компоненты устройства не требуют дополнительного утепления и не вырабатывают лишнего тепла. У модификации Arctic аналогичный стандартному варианту радиус действия – 3195 мм, а максимальная нагрузка достигает 240 кг. Модель подходит для использования в пищевой промышленности и на Крайнем Севере. Помимо формирования паллетных штабелей, робот может выполнять другие задачи, поскольку его точность, выраженная в повторяемости позиционирования, составляет всего 0,06 мм.

Для предприятий, занятых выпуском миниатюрной электроники, рекомендуется применять робота FANUC M-1iA, представленного на Рис. 1.22.



Рис. 1.22 Вид робота FANUC M-1iA

Эта модель оснащена гибким механизмом, имитирующим структуру человеческой руки. Она характеризуется повышенной точностью и производительностью. Несмотря на относительно небольшую грузоподъемность, устройство способно выполнять широкий спектр технологических процессов. Исполнительный механизм выполнен по схеме шарнирного параллелограмма, что обеспечивает высокую скорость при сборке мелких деталей.

Еще одной интересной разработкой является четырехногий мобильный робот BigDog, созданный в 2005 году компанией Boston Dynamics (Рис. 1.23).



Рис. 1.23. Робот Big Dog

BigDog предназначен для перевозки снаряжения и оказания помощи военнослужащим в местах, недоступных для традиционного транспорта. Вместо колес или гусениц он использует четыре лапы, оснащенные многочисленными датчиками. Также робот оборудован

лазерным гироскопом и системой бинокулярного зрения. Габариты устройства составляют: длина – 0,91 м, высота – 0,76 м, масса – 110 кг. Современный BigDog способен двигаться по пересеченной местности со скоростью до 6,4 км/ч, перевозить грузы весом до 154 кг и преодолевать подъемы с углом наклона до 35 градусов.

Вопросы для самоконтроля

1. Каково определение термина «мехатроника»?
2. Что подразумевается под мехатронным объектом?
3. На какие уровни может быть разделен технический объект с точки зрения мехатроники? Приведите конкретные примеры.
4. Что понимается под термином «устройство»?
5. Охарактеризуйте понятие «степень мехатронности» технического устройства.
6. Какие ключевые принципы легли в основу формирования мехатронных систем?
7. Какие элементы могут входить в состав машин, оснащённых компьютерным управлением движения?
8. Какие задачи реализует система компьютерного управления в рамках мехатронного модуля или системы?
9. В чём состоит специфика мехатронного подхода при проектировании технических устройств?
10. Каковы основные достоинства использования мехатронного подхода при разработке машин с цифровым управлением по сравнению с традиционными автоматизированными системами?
11. Что представляет собой мехатронный модуль движения?
12. Приведите пример реализации модуля вращательного движения в мехатронном исполнении.
13. Приведите пример конструкции мехатронного модуля поступательного перемещения.
14. Какова типовая структура мехатронного модуля движения?
15. В чём состоят преимущества использования линейных электродвигателей?
16. Опишите устройство мехатронного мотор-шпинделя.

Глава 2. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ОСНОВЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОВ В МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

2.1. Эксплуатационные характеристики механических систем мехатронных модулей и манипуляционных роботов

Механические системы мехатронных модулей и манипуляционных роботов состоят из деталей и сборочных единиц.

Деталь – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций, например, изделие из куска металла, литой корпус и т.д.

Сборочная единица – изделие, составные части которого соединены между собой на предприятии-изготовителе сборочными операциями (свинчиванием, сваркой и т.п.), например, подшипник, редуктор, муфта.

Все детали делят на специальные и общего назначения. К деталям и сборочным единицам общего назначения относят такие, которые встречаются почти во всех машинах (болты, валы, шпонки, подшипники, муфты и др.). К деталям и сборочным единицам специального назначения относятся такие, которые характерны только для некоторых типов устройств (шпиндели станков, направляющие модулей линейного перемещения, рабочие инструменты манипуляционных роботов).

Прежде, чем рассмотреть основные вопросы данного учебного пособия, посвященные устройству механических систем мехатронных модулей и манипуляционных роботов, остановимся на их основных эксплуатационных характеристиках, принятых в общем машиноведении.

Совершенство конструкции детали и в целом механической системы оцениваются по их надежности и экономичности. Под надежностью понимают свойство изделия сохранять во времени свою работоспособность. Экономичность определяют стоимостью материала, затратами на производство и эксплуатацию.

Под *надежностью* понимают вероятность безотказного выполнения изделием своих функций в течение заданного срока службы без внеплановых ремонтов, которая оценивается коэффициентом K_n :

$$K_H = \frac{Nб}{N}, (2.1)$$

где K_H - коэффициент надежности детали;

$Nб$ - число случаев безотказной работы в данной партии одинаковых деталей в идентичных условиях;

N - число деталей в партии.

Коэффициент надежности сложной машины равен произведению коэффициентов надежности отдельных деталей машин:

$$K_{H\Sigma} = K_{H1} \cdot K_{H2} \cdot K_{H3} \cdot \dots \cdot K_{Hi}. (2.2)$$

Работоспособность согласно ГОСТ 13377-75 – состояние объекта (детали, механизма и т.д.), при котором он способен выполнять заданные функции, сохраняя значения заданных параметров в пределах, установленных нормативно-технической документацией.

Основными критериями работоспособности деталей и узлов мехатронных модулей и механизмов роботов являются прочность, жесткость, устойчивость, износостойкость, виброустойчивость и теплостойкость.

Прочность – важнейший критерий работоспособности деталей машин и механизмов. Расчет на прочность производят или по коэффициентам запаса прочности, или по допускаемым напряжениям.

Одним из наиболее общих условий конструирования машин является условие равнопрочности, т.е. в машине все детали должны иметь равные коэффициенты запаса прочности.

Жесткость – способность деталей сопротивляться изменению формы и размеров под нагрузкой.

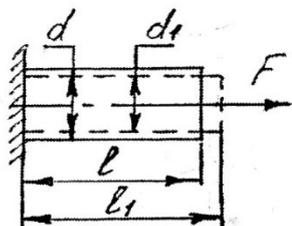
Износостойкость – способность деталей сопротивляться изнашиванию поверхности при трении.

Теплостойкость – способность деталей работать при высоких температурах. Теплостойкость является важным критерием для деталей машин и механизмов, работающих при высоких температурах.

Виброустойчивость – способность конструкции работать в заданном диапазоне режимов без возникновения недопустимых колебаний конструкции.

При проверочном расчете деталей общемашиностроительного назначения, чаще всего, производятся расчеты на прочность и жест-

кость. Различают объемную и поверхностную (контактную) прочность. Объемная прочность: - по напряжениям растяжения σ_p



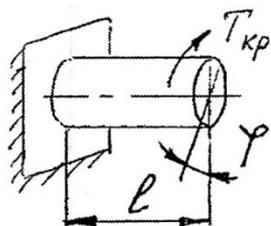
$$\sigma_p = \frac{F}{A} \leq [\sigma]; \Delta l \leq [\Delta l]$$

- по напряжениям изгиба σ_u



$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_z} \leq [\sigma]; y \leq [y]$$

- по напряжениям кручения $\tau_{кр}$



$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_p} \leq [\tau], \varphi \leq [\varphi].$$

Контактную σ_H прочность оценивают по контактным напряжениям

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{q_n \cdot \frac{E_{np}}{R_{np}}} \leq [\sigma_H], \quad (2.3)$$

где q_n , E_{np} , R_{np} – нормальная распределенная нагрузка, приведенные модуль упругости и радиусы кривизны поверхностей.

Если деталь удовлетворяет всем перечисленным критериям работоспособности, то далее необходимо проверить выполнение следующего требования, предъявляемого к ее конструкции - надежность.

В инженерной практике встречаются два вида расчета – проектный и проверочный.

Проектный расчет – предварительный, упрощенный расчет, выполняемый в процессе разработки конструкции детали (машины) в целях определения ее размеров и материала.

Проверочный расчет – уточненный расчет известной конструкции, выполняемый в целях проверки ее прочности или определения норм нагрузки.

В машиноведении приняты следующие показатели надёжности:

Показатели безотказности:

Вероятность безотказной работы – вероятность того, что в пределах заданной наработки, отказ не возникнет.

Средняя наработка до отказа – математическое ожидание наработки до отказа невозстанавливаемого изделия.

Средняя наработка на отказ – отношение наработки восстанавливаемого объекта к математическому ожиданию числа его отказов в течение этой наработки.

Интенсивность отказов – показатель надёжности восстанавливаемых изделий, равный отношению среднего числа отказавших в единицу времени объектов к числу объектов, оставшихся работоспособными.

Параметр потока отказов - показатель надёжности восстанавливаемых изделий, равный отношению среднего числа отказов восстанавливаемого объекта за произвольную малую его наработку к значению этой наработки (соответствует интенсивности отказов для неремонтируемых изделий, но включает повторные отказы).

Показатели долговечности:

Технический ресурс (ресурс) – наработка объекта от начала его эксплуатации или возобновления эксплуатации после ремонта до предельного состояния работоспособности. Ресурс выражается в единицах времени работы (обычно в часах), или длины пути пробега (в километрах), или в количестве единиц выпускаемой продукции.

Срок службы – календарная наработка до предельного состояния работоспособности (в годах).

Показатели ремонтпригодности и сохраняемости:

Среднее время восстановления до работоспособного состояния.

Вероятность восстановления до работоспособного состояния в заданное время. Сроки сохраняемости: средний и процентный.

Комплексные показатели (для сложных машин и поточных линий.)

Различают три периода, от которых зависит надёжность проектирования, производства, эксплуатации.

При проектировании закладываются основы надёжности. Конструктор должен отразить в расчетах, чертежах, технических условиях и другой технической документации все факторы, обеспечи-

вающие надежность. При производстве обеспечиваются все средства превышения надёжности, заложенные конструктором. Отклонения от конструкторской документации нарушают надежность.

При эксплуатации реализуется надежность изделия. Такие понятия надежности, как безотказность и долговечность, проявляются только в процессе работы машины и зависят от методов и условий ее эксплуатации, принятой системы ремонта, методов технического обслуживания, режимов работы и пр.

Основные причины, определяющие надежность, содержат элементы случайности. Случайны отклонения от номинальных значений характеристик прочности материала, номинальных размеров деталей и прочих показателей, зависящих от качества производства; случайны отклонения от расчетных режимов эксплуатации и т. д. Поэтому для описания надежности используют теорию вероятности.

Надежность оценивают вероятностью сохранения работоспособности в течение заданного срока службы. Утрату работоспособности называют отказом. Если, например, вероятность безотказной работы изделия в течение 1000 ч. равна 0,99, то это значит, что из некоторого большого числа таких изделий, например из 100, один процент или одно изделие потеряет свою работоспособность раньше чем через 1000 ч. Вероятность безотказной работы (или коэффициент надежности) для нашего примера равна отношению числа надежных изделий к числу изделий, подвергавшихся наблюдениям $P(t) = 99/100 = 0,99$. Значение коэффициента надежности зависит от периода наблюдения t , который включен в обозначение коэффициента. У изношенной машины $P(t)$ меньше, чем у новой (за исключением периода обкатки, который рассматривают особо).

Коэффициент надежности сложного изделия выражается произведением коэффициентов надежности составляющих элементов.

Надежность сложной системы всегда меньше надежности самого ненадежного элемента, поэтому важно не допускать в систему ни одного слабого элемента; чем больше элементов имеет система, тем меньше ее надежность.

Для повышения надежности системы используют несколько приемов.

- применение более коротких кинематических цепей (меньшего числа изделий);

- применение дублирующих (параллельных) систем, т.е. в цепь добавляется параллельная система, которая включится при отказе штатной системы.

В процессе работы движущиеся детали и узлы подвержены износу вследствие сил трения. Различают следующие виды трения:

1. Сухое трение - без смазки.

2. Полужидкостное трение, когда имеет место лишь частичное касание вала и подшипника.

3. Жидкостное трение - только между молекулярными слоями жидкости, когда металлические поверхности вала и подшипника не касаются одна другой. Все виды трения существуют реально и используются практически.

Сухое трение применяется там, где трущиеся поверхности нельзя защитить от попадания грязи, пыли и абразива.

Жидкостное трение - это идеальный расчетный вид трения, на который должны быть ориентированы все подшипники при установившемся режиме работы.

Полужидкостное трение имеет место при неустановившемся режиме (трогании с места, торможении, резких толчках и ударах). В подшипнике, при смещении вала под действием нагрузки на величину эксцентриситета, также образуется изогнутый масляный клин и возникает подъемная сила, которая при жидкостном трении уравновешивает реакцию опоры, и вал вращается, не касаясь подшипников.

Изнашивание – процесс постепенного изменения размеров деталей в результате трения. При этом увеличиваются зазоры в подшипниках, в направляющих, в зубчатых зацеплениях, в цилиндрах поршневых машин и т. п. Увеличение зазоров снижает качественные характеристики механизмов: мощность, к. п. д., надежность, точность и пр. Детали, изношенные больше нормы, бракуют и заменяют при ремонте. Несвоевременный ремонт приводит к поломке машины, а в некоторых случаях и к аварии.

Интенсивность изнашивания и срок службы детали зависят от давления, скорости скольжения, коэффициента трения и износостойкости материала. Для уменьшения изнашивания широко используют смазку трущихся поверхностей и защиту от загрязнения, применяют антифрикционные материалы, специальные виды химико-термической обработки поверхностей и т. д.

Следует отметить, что изнашивание выводит из строя большое число деталей машины. Оно значительно увеличивает стоимость эксплуатации, вызывая необходимость проведения периодических ремонтных работ. Высокая стоимость ремонта обусловлена значительными затратами ручного, высококвалифицированного труда, который трудно механизировать и автоматизировать. Для многих типов машин за весь период их эксплуатации затраты на ремонт и техническое обслуживание в связи с изнашиванием в несколько раз превышают стоимость новой машины.

Износостойкость - способность сопротивляться абразивному и усталостному изнашиванию, вызывающим постепенное уменьшение размеров и изменение формы деталей. При этом могут иметь место следующие нарушения:

1. Снижение К.П.Д.
2. Увеличение утечек через зазоры.
3. Снижение прочности из-за уменьшения поперечных сечений, неравномерного износа опор, увеличения динамичности нагрузок.

По ГОСТу различают следующие виды износов:

1. Механический износ (вследствие абразивного, царапающего действия неровностей или посторонних частиц);
2. Молекулярно - механический износ - схватывание или заедание (местное сваривание поверхностей с последующим выравниванием частиц одного тела, приварившихся к другому телу).
3. Коррозийно - механический износ, при котором продукты коррозии стираются механическим путем.

Износостойкость деталей машин существенно уменьшается при наличии коррозии. Коррозия является причиной преждевременного разрушения многих машин. Из-за коррозии ежегодно теряется до 10% выплавляемого металла. Для защиты от коррозии применяют антикоррозийные покрытия или изготавливают детали из специальных коррозионно-устойчивых материалов. При этом особое внимание уделяется деталям, работающим в присутствии воды, пара, кислот, щелочей и других агрессивных сред.

В настоящее время для смазки машин применяются в основном лишь минеральные масла - продукты перегонки нефти. Из растительных может применяться только касторовое масло, обладающее очень высокими смазывающими свойствами; другие растительные масла

окиляются и для смазки не годятся. Смазочные материалы разделяются на жидкие, консистентные и твердые. Желательно применять, по возможности, жидкие масла со смазкой окунанием в масляную ванну. При весьма высоких угловых скоростях вращения деталей (свыше 5000 об/мин) применяют подачу жидкой смазки форсунками под давлением, так как при таких скоростях начинают сильно возрастать гидравлические потери на взбалтывание масла. Консистентную смазку применяют в отдельных точках, где нельзя организовать масляную ванну. Количество точек смазки в машинах должно быть минимальным, иначе усложняется их техническое обслуживание. Твердые смазки содержат графит и применяются при очень больших давлениях и малых скоростях относительного перемещения смазываемых деталей, например, для смазки листовых рессор.

2.2. Базовые формулы механического движения

Введем в рассмотрение следующие обозначения основных физических величин, используемых при описании и расчете параметров механического движения с общепринятыми их размерностями:

- для линейного движения:

– величина линейного перемещения - S , м; – скорость перемещения - V , м/с; ускорение - a , м/с²; сила - F , н; масса - m , кг;

- для вращательного движения:

угловое расстояние – φ , рад (°); угловая скорость - ω , рад/с, частота вращения – n , об/мин; угловое ускорение – ε , рад/с²; вращающий момент – M , Нм; момент инерции J , кгм²; радиус – r , м; диаметр – D , м.

Приведем некоторые аналитические (кинематические) зависимости, используемые для расчета и описания движения механических систем без учета действующих сил.

При постоянстве скорости поступательного прямолинейного движения ($v = \text{Const}$) используются следующие соотношения:

$$s = v * t; v = \frac{s}{t}; t = \frac{s}{v}. \quad (2.4)$$

При постоянстве ускорения поступательного прямолинейного движения ($a = \text{Const}$) используются следующие соотношения:

$$s = \frac{v \cdot t}{2} = \frac{a \cdot t^2}{2} = \frac{v^2}{2 \cdot a}; v = \sqrt{2 \cdot a \cdot s} = \frac{2 \cdot s}{t} = a \cdot t;$$

$$a = \frac{v}{t} = \frac{2 \cdot s}{t^2} = \frac{v^2}{2 \cdot s}; t = \sqrt{\frac{2 \cdot s}{a}} = \frac{v}{a} = \frac{2 \cdot s}{v}. \quad (2.5)$$

Для вращательного движения при $\omega = \text{Const}$ имеем:

$$\varphi = \omega \cdot t; \omega = \frac{\varphi}{t}; \varepsilon = 0; \omega = 2 \cdot \pi \cdot n. \quad (2.6)$$

Для вращательного движения с постоянным ускорением ($\varepsilon = \text{Const}$) имеем:

$$\omega = \sqrt{2 \cdot \varepsilon \cdot \varphi} = \frac{2 \cdot \varphi}{t} = \varepsilon \cdot t; \varepsilon = \frac{\omega}{t} = \frac{2 \cdot \varphi}{t^2} = \frac{\omega^2}{2 \cdot \varphi};$$

$$t = \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi}{\varepsilon}} = \frac{\omega}{\varepsilon} = \frac{2 \cdot \varphi}{\omega}. \quad (2.7)$$

При использовании в механической системе преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот возникает необходимость пересчета параметров одного вида движения в другое. Для этого следует воспользоваться выражениями (2.8):

$$\varphi = \frac{s}{r} = \frac{2 \cdot s}{D}; \quad \omega = \frac{v}{r} = \frac{2 \cdot v}{D}; \quad \varepsilon = \frac{a}{r} = \frac{2 \cdot a}{D};$$

$$\varphi [^\circ] = \frac{2 \cdot 180}{\pi} \cdot \frac{s [\text{мм}]}{D [\text{мм}]} = 115 \frac{s [\text{мм}]}{D [\text{мм}]},$$

$$n [\text{об/мин}] = \frac{60 \cdot 1000}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{2 \cdot v [\text{м/с}]}{D [\text{мм}]} = 19100 \frac{v [\text{м/с}]}{D [\text{мм}]}; \quad \varepsilon [1/\text{с}^2] = 2000 \frac{a [\text{м/с}^2]}{D [\text{мм}]}.$$

2.8)

В процессе определения параметров движения механизмов в режимах разгона или торможения (динамический режим) необходимо учитывать все его инерционные характеристики и часто приводить моменты инерции деталей к валу исполнительного двигателя. При этом вследствие закона сохранения кинетической энергии указанное приведение осуществляется путем деления момента инерции компонента на квадрат передаточного числа соответствующего участка ки-

нематической цепи. Для полной кинематической цепи выражение для приведения момента инерции нагрузки к валу двигателя имеет вид:

$$J_x = \frac{J_L}{i_T^2}, \quad (2.9)$$

где J_L – момент инерции нагрузки, J_x – момент инерции нагрузки, приведенный к валу двигателя, i_T – полное передаточное число механизма. Тогда для вращательного движения имеем:

$$J_x[\text{кгм}^2] = J_L[\text{кгм}^2] * \left(\frac{n}{n_M}\right)^2, \quad (2.10)$$

где n_M – частота вращения вала двигателя.

Аналогичным образом можно привести к моменту инерции на валу двигателя вращательного движения и поступательно перемещаемую массу:

$$J_x[\text{кгм}^2] = 91,2 * m[\text{кг}] * \left(\frac{v[\text{м/с}]}{n_M[\text{об/мин}]}\right)^2. \quad (2.11)$$

Для определения размеров и расчета на прочность деталей любого механизма необходимо определить действующие на него в процессе работы нагрузки с помощью силового расчета. Ниже приведены некоторые выражения сил и моментов сил, используемые для выполнения такого расчета.

Силы статического сопротивления движению

Сила трения - $F_R = \mu \cdot F_N$ (2.12)

Сила тяжести - $F_N = m \cdot g \cdot \cos\alpha$ (2.13)

Сила сопротивления качению - $F_F = m \cdot g \cdot \left(\frac{2}{D} \cdot \left(\mu_L \cdot \frac{d}{2} + f\right) + c\right)$ (2.14)

Динамические сила и момент

Поступательное перемещение - $F = m \cdot a$ (2.15)

Вращательное движение – $M = J \cdot a$ (2.16)

Вращающий момент

Линейное движение - $M = F \cdot r = \frac{F \cdot D}{2}$; $M [\text{Нм}] = \frac{F [\text{Н}] \cdot D [\text{мм}]}{2000}$ (2.17)

Вращательное движение – $M = J \cdot a$; $M [\text{Нм}] = J [\text{кгм}^2] \cdot \frac{n [\text{об/мин}]}{9,55 \cdot t_A [\text{с}]}$ (2.18)

Мощность

$$\text{Линейное движение} - P = F \cdot v; P \text{ [кВт]} = \frac{F \text{ [Н]} \cdot v \text{ [м/с]}}{1000} \quad (2.19)$$

$$\text{Вращательное движение} - P = M \cdot \omega; P \text{ [кВт]} = \frac{M \text{ [Нм]} \cdot n \text{ [об/мин]}}{9550} \quad (2.20)$$

Приведем дополнительно несколько выражений для расчетов параметров механического движения в таблице 2.1. Здесь дополнительно обозначено:

Таблица 2.1. Выражения для расчета

Параметр	Горизонтальное и вращательное движение, вертикальное движение вверх	Вертикальное движение вниз
Время разгона, с	$t_A = \frac{(J_M + \frac{J_X}{\eta}) \cdot n_M}{9,55 \cdot (M_H - \frac{M_L}{\eta})}$	$t_A = \frac{(J_M + \frac{J_X}{\eta}) \cdot n_S}{9,55 \cdot (M_H - M_L \cdot \eta)}$
Время переключения, с	$t_U = \frac{(J_M + J_X \cdot \eta) \cdot (n_2 - n_1)}{9,55 \cdot (M_U + M_L \cdot \eta)}$	$t_U = \frac{(J_M + J_X \cdot \eta) \cdot (n_{S2} - n_{S1})}{9,55 \cdot (M_U - M_L \cdot \eta)}$
Время торможения, с	$t_B = \frac{(J_M + J_X \cdot \eta) \cdot n}{9,55 \cdot (M_B + M_L \cdot \eta)}$	$t_B = \frac{(J_M + J_X \cdot \eta) \cdot n_S}{9,55 \cdot (M_B - M_L \cdot \eta)}$
Длина пути разгона, мм	$s_A = \frac{1}{2} \cdot t_A \cdot v \cdot 1000$	$s_A = \frac{1}{2} \cdot t_A \cdot \frac{n_S}{n_M} \cdot v \cdot 1000$
Длина пути переключения, мм	$s_U = \frac{1}{2} \cdot t_U \cdot v_2 \cdot 1000 \left(1 + \frac{n_1}{n_2}\right)$	$s_U = \frac{1}{2} \cdot t_U \cdot \frac{n_{S2}}{n_2} \cdot v_2 \cdot 1000 \left(1 + \frac{n_{S1}}{n_{S2}}\right)$
Длина пути переключения, мм	$s_B = v \cdot 1000 \cdot \left(t_2 + \frac{1}{2} \cdot t_B\right)$	$s_B = v \cdot 1000 \cdot \left(t_2 + \frac{1}{2} \cdot t_B\right)$
Точность останковки	$X_B \approx \pm 0,12 \cdot s_B$	$X_B \approx \pm 0,12 \cdot s_B$
Ускорение при разгоне, м/с ²	$a_A = \frac{v}{t_A}$	$a_A = \frac{v}{t_A} \cdot \frac{n_S}{n_M}$
Замедление при переключении, м/с ²	$a_U = \frac{v_2}{t_U} \cdot \left(1 - \frac{n_{M1}}{n_{M2}}\right)$	$a_U = \frac{v_2}{t_U} \cdot \left(1 - \frac{n_{M1}}{n_{M2}}\right) \cdot \frac{n_{S2}}{n_{M2}}$
Замедление при переключении, м/с ²	$a_B = \frac{v}{t_B}$	$a_B = \frac{v}{t_B}$

2.3. Основы математического моделирования механической системы модулей движения

Наиболее полное представление о механической системе дает ее математическая динамическая модель. Под динамической моделью понимается совокупность дифференциальных (а также алгебро-дифференциальных, интегро-дифференциальных, дифференциально-разностных) уравнений при необходимости с элементами логических операций, описывающих поведение исследуемой системы на заданном временном интервале.

Динамические модели строятся на основе *иерархического принципа*, начиная от *моделей низшего уровня* (построенных обычно с использованием большого числа допущений) до *моделей высокого уровня*, построенных с минимальным числом допущений и соответствующих упрощений. Наиболее существенными для механических систем являются допущения о числе учитываемых степеней подвижности, линейности динамических характеристик звеньев, использовании так называемых квазистатических характеристик некоторых процессов (например, трения), представлений сил технологического сопротивления в виде известных функций времени (при фактической зависимости их от координат, иногда и скоростей, исполнительных устройств) и другие.

Поскольку переход от модели низшего уровня к модели более высокого уровня связан с усложнениями математического описания и возрастающими трудностями исследования, естественным является стремление к использованию в практических расчетах более простых моделей, что далеко не всегда оправдано с точки зрения достоверности получаемых результатов. Поэтому актуальной является постановка задачи оптимизации построения модели привода. Под *оптимальной* понимается динамическая модель минимальной сложности в данном структурном классе, с необходимой полнотой отображающая исследуемые динамические процессы в системе. Такая модель может быть построена, естественно, на основе некоторой схемы разумного компромисса.

Применительно к модулям движения наиболее распространенным допущением является представление о *дискретности модели* механической системы. Это связано с преимущественным влиянием

сосредоточенных масс системы на ее динамические свойства. Исключения составляют некоторые частные случаи. Анализ колебаний, возникающих в механических системах приводов, показывает, что эти колебания связаны практически со всеми известными деформациями упругих элементов: крутильными, изгибными, продольными и другими. Однако в действительности, вследствие податливости опор и изгиба валов, одновременно осуществляется совокупность сложных колебаний, которые должны рассматриваться совместно. Однако, если пренебречь, при определенных условиях, кинетической энергией сосредоточенных масс при поступательных и изгибных перемещениях сравнительно с кинетической энергией крутильных движений, то моделью нижнего уровня можно считать *крутильную модель*. Некоторые уточнения параметров упругости такой модели можно осуществить, воспользовавшись соответствующей корректировкой коэффициентов жесткости модели в рамках метода эквивалентных структурных преобразований механических систем.

Исходя из изложенных выше соображений, рассмотрим некоторые частные задачи построения динамических моделей механических систем приводов, начав с объяснения методики построения моделей простейших механических систем.

Простейшие механические системы

Для успешного составления уравнений динамики механических систем и их компонентов требуется определенная практика, хотя схема этого процесса достаточно проста. Уравнения динамики можно составлять, используя механику Ньютона – Эйлера и принцип Даламбера или механику Лагранжа. Представляется, что для простоты восприятия на первом начальном этапе изобретения навыков моделирования целесообразно воспользоваться первой из механик.

Прежде всего, необходимо вспомнить следующие положения:

1. Выражения для определения сил:

- силы упругости деформируемого элемента

$$F_c = -cx; \quad (2.21)$$

- силы сопротивления движению при деформации за счет внутреннего трения в материале (следствие теоремы Релея)

$$F_\beta = -\beta\dot{x}; \quad (2.22)$$

- силы инерции (следствие второго закона Ньютона)

$$F_u = -m\ddot{x}. \quad (2.23)$$

(Силы внешнего трения пока из рассмотрения исключим). В выражениях (2.21) – (2.23) c – коэффициент жесткости упругого элемента; β – коэффициент внутреннего трения в материале; m – масса тела; x, \dot{x}, \ddot{x} – перемещение и его производные. (Для вращательного движения соответствующие выражения для моментов сил будут иметь вид:

$M_c = -c\varphi$; $M_\beta = -\beta\dot{\varphi}$; $M_u = -J\ddot{\varphi}$; J – момент инерции тела относительно оси поворота; $\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}$ – угол поворота и его производные).

2. Принцип Даламбера и его следствие

Сумма всех сил (моментов всех сил), действующих на тело вдоль оси или координаты (вокруг оси) равна нулю.

3. Правило сечений из теории упругих деформаций

Любое твердое тело, находящееся в равновесии под действием внешних сил, можно условно рассечь на произвольное количество элементов. При этом каждый элемент будет находиться в равновесии под действием внешних сил, приложенных к нему, и внутренних сил, проявляющихся в сечениях.

Поскольку в дальнейшем моделирование динамических процессов будет производиться с использованием библиотеки MATLAB и его приложения SIMULINK, приведем некоторые положения из теории автоматического регулирования:

Передачная функция компонента системы

- Отношение изображения по Лапласу выходной величины к изображению по Лапласу входной величины.

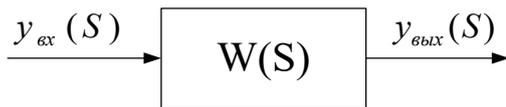
Понятие передаточной функции в терминах теории управления справедливо только для линейной системы (системы, описываемой линейными уравнениями).

Передачные функции представляем следующим образом:

$$y_{\text{вых}}(S) = W(S) \cdot y_{\text{вх}}(S) \text{ или } W(S) = \frac{y_{\text{вых}}(S)}{y_{\text{вх}}(S)}. \quad (2.24)$$

Здесь $y_{\text{вых}}(S), y_{\text{вх}}(S)$ – изображения по Лапласу входных и выходных величин; $W(S)$ – изображение по Лапласу зависимости между ними; S – оператор преобразования Лапласа

Графическое изображение выражений (2.24) имеет вид



Для механических систем, как правило, входными величинами (воздействиями) являются силы или множество сил, а выходными перемещения или их производные.

Структурная схема системы

- графическое изображение уравнений, описывающих движение в системе в той или иной форме.

Из рассмотрения дальнейших простейших примеров приведенные положения понятны даже читателю никогда не знакомившемуся с основами теории управления.

Рассмотрим простейшие примеры механического движения; их описания и представления.

Системы с одной степенью подвижности

Движение груза массой m , скрепленного пружиной с основанием, под действием движущей силы F_d при некоторой силе сопротивления F_b . На рис. 2.1 приведен принципиальная и расчетная схемы системы с одной поступательной степенью подвижности.

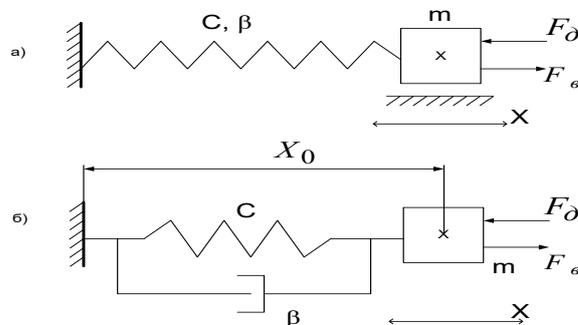


Рис. 2.1. Принципиальная (а) и расчетная (б) схема механической системы с одной поступательной степенью подвижности

Здесь c и β коэффициенты жесткости и внутреннего трения (демпфирования) пружины; x - координата перемещения.

На рисунке 2.1, б приведена, так называемая, расчетная схема, на которой отражаются только те компоненты, которые будут отражены в описании системы. Из рассмотрения рис. 2.1, б видно, что мы пренебрегли по тем или иным соображениям силой трения перемещаемой массы об основание за счет силы тяжести предмета.

В соответствии с приведенными выше положениями и рис. 2.1 уравнение равновесия тела будет иметь вид

$$F_u + F_c + F_y + F_B - F_D = 0; \quad (2.25)$$

или

$$m\ddot{x} + \beta\dot{x} + cx = F_D - F_B \quad (2.26)$$

Введем в рассмотрение оператор дифференцирования $p = \frac{d}{dt}$ тогда

$$\dot{x} = \frac{dx}{dt} = px; \quad \ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} = p^2x \quad (2.27)$$

С учетом (5.6) выражение (5.5) будет иметь вид

$$mp^2x + \beta px + cx = F_D - F_B \quad (2.28)$$

Неоднородное линейное дифференциальное уравнение (5.8) может быть решено относительно переменной x путем двукратного интегрирования при соответствующих начальных условиях.

Процесс решения уравнения (2.28) можно изобразить на структурной схеме, приведенной на рис. 2.2.

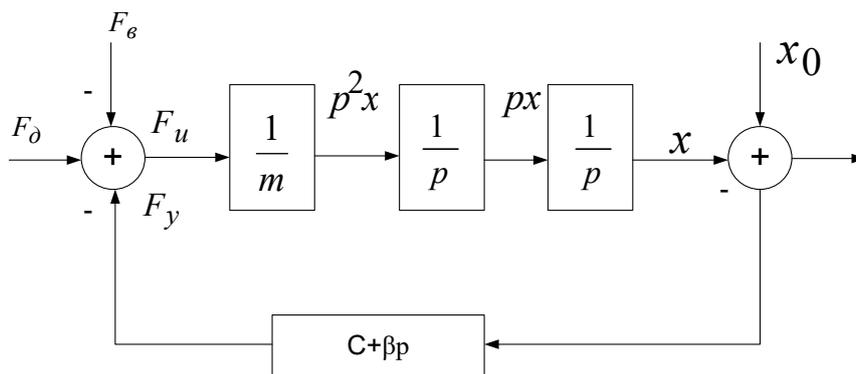


Рис. 2.2. Структурная схема механической системы с одной поступательной степенью подвижности

Здесь x_0 – начальное положение объекта; $x_0 - x$ – упругая де-

формация; $1/p$ – интегратор. Знак суммирования \oplus со входами и выходом отражает соотношение:

$$F_u = F_d - F_y - F_b, \quad (2.29)$$

соответствующее выражению (2.29). В выражении (2.29)

$$F_y = (x_0 - x) \cdot (c + \beta p) = F_c + F_\beta.$$

Передаточная функция системы всегда записывается только между одним входным сигналом и одним выходным сигналом даже при наличии в системе нескольких входных и выходных сигналов (принцип суперпозиции). Исходя из этого для написания передаточной функции системы, структурная схема которой приведена на рис. 2.2, например, между входным воздействием F_d и выходной координатой x следует положить $F_b = x_0 = 0$;

Тогда передаточная функция этой системы будет иметь вид:

$$\begin{aligned} W(S) &= \frac{X(S)}{F_d(S)} = \frac{W_{\text{п}}}{1 + W_{\text{п}}W_{\text{oc}}} = \frac{\frac{1}{mS^2}}{1 + \frac{c + \beta S}{mS^2}} = \frac{1}{mS^2 + \beta S + c} \\ &= \frac{k}{T_1^2 S^2 + 2\xi T_1 S + 1}. \end{aligned} \quad (2.30)$$

В выражениях (2.30) $W_{\text{п}}$ - передаточная функция прямой цепи системы; W_{oc} - передаточная функция цепи обратной связи; T_1 - постоянная времени система определяемая соотношением $T_1 = \sqrt{mc^{-1}}$.

(Величина $f = T_1^{-1}$ – собственная частота колебаний массы m на пружине жесткостью c); ξ – показатель затухания колебаний, вызванного рассеиванием энергии вследствие внутреннего трения ($\xi = 0.5\beta\sqrt{c \cdot m^{-1}}$); S - оператор преобразования Лапласа, переводящего систему из области оригиналов(временной области) в область изображений. В рассматриваемых случаях $S \equiv P$; $k_1 = c^{-1}$;

При исследовании реакции системы на внешние возмущения (усилие F_b) следует положить $F_d = 0$. Полученная передаточная функция будет аналогична выражению (2.30).

На рисунке 2.3 приведены принципиальная (а) и расчетная (б) схемы системы с одной вращательной степенью подвижности.

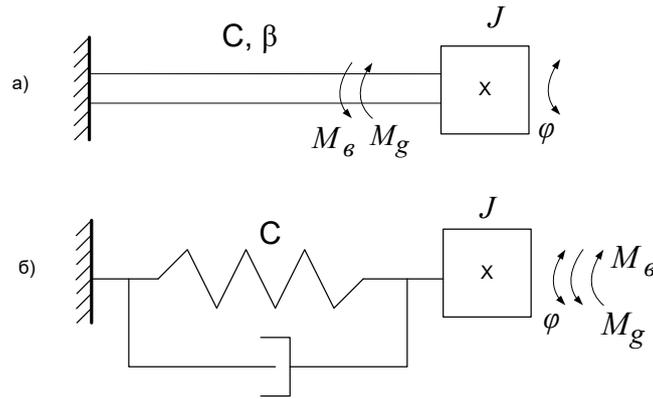


Рис. 2.3. Принципиальная (а) и расчетная (б) схема системы с одной вращательной степенью подвижности (крутильное колебание вала с инерционной нагрузкой)

Методика составления уравнений движения для такой системы аналогична приведенному выше примеру; также совпадает и структурная схема, приведенная на рисунке 2.4.

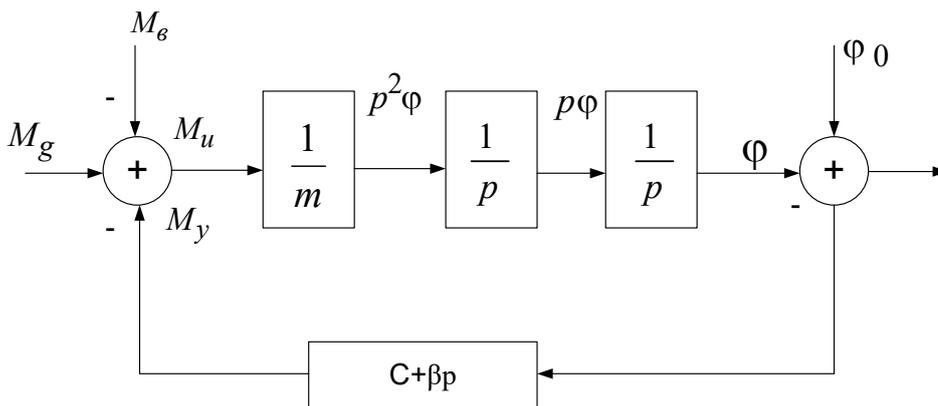


Рис. 2.4. Структурная схема механической системы с одной вращательной степенью подвижности

Передаточная функция данной системы будет иметь вид:

$$W(s) = \frac{k_2}{T_2^2 s^2 + 2\xi_2 T_2 s + 1} \quad (2.31)$$

Здесь $k_2 = c^{-1}$; $T_2 = \sqrt{J \cdot c^{-1}}$; $\xi_2 = 0,5\beta \sqrt{c \cdot J^{-1}}$.

Рассмотрим механизм, имеющий две степени подвижности, например, две инерционные разгрузки с моментами инерции J_1 и J_2 , соединенные упругим валом с коэффициентами жесткости c и демпфированием β , приведенный на рис. 2.5.

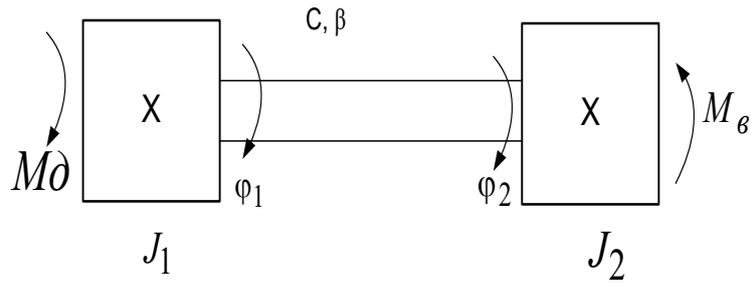


Рис. 2.5. Принципиальная схема механической системы с двумя вращательными степенями подвижности

К концам вала приложены движущий момент M_d и внешний момент нагрузки M_b . На рис. 2.6 приведена расчетная схема данной механической системы.

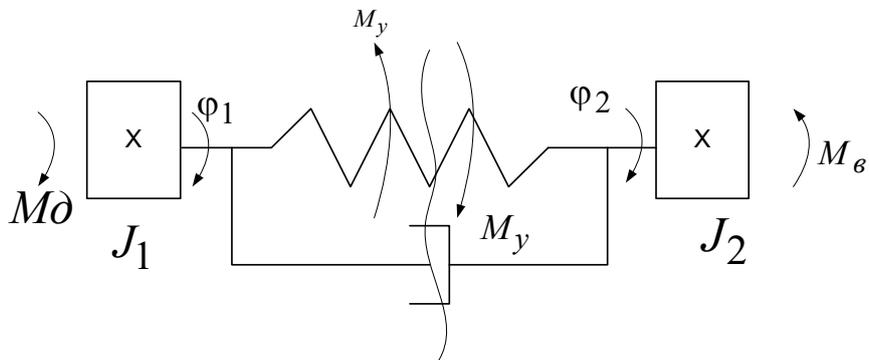


Рис. 2.6. Расчетная схема механической системы с двумя вращательными степенями подвижности

Для составления уравнений движения необходимо условно рас-сечь данную систему на две подсистемы (воспользоваться правилом сечений) в месте упругого соединения инерционностей, заменив дей-ствие подсистем друг на друга моментом упругих сил M_y .

Уравнения движения такой системы будут иметь вид

$$\begin{cases} M_d = J_1 p^2 \varphi_1 + M_y ; \\ M_y = J_2 p^2 \varphi_2 + M_b ; \\ M_y = (c + \beta p)(\varphi_1 - \varphi_2). \end{cases} \quad (2.32)$$

В соответствии с уравнениями (2.32) на рис. 2.7 приведена структурная схема механизма с двумя вращательными степенями по-движности.

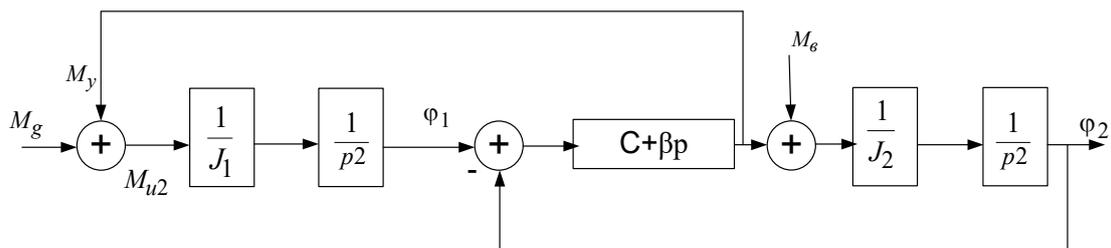


Рис. 2.7. Структурная схема механической системы с двумя степенями подвижности

Поскольку пакет моделирования SIMULINK ориентирован на представление систем в виде структурных схем, передаточную функцию для системы описанной вами приводить не будем, хотя ее составление не представляет трудностей.

Несколько усложним задачу. На рис. 2.8 представлена схема механизма перемещения (подъема) груза.

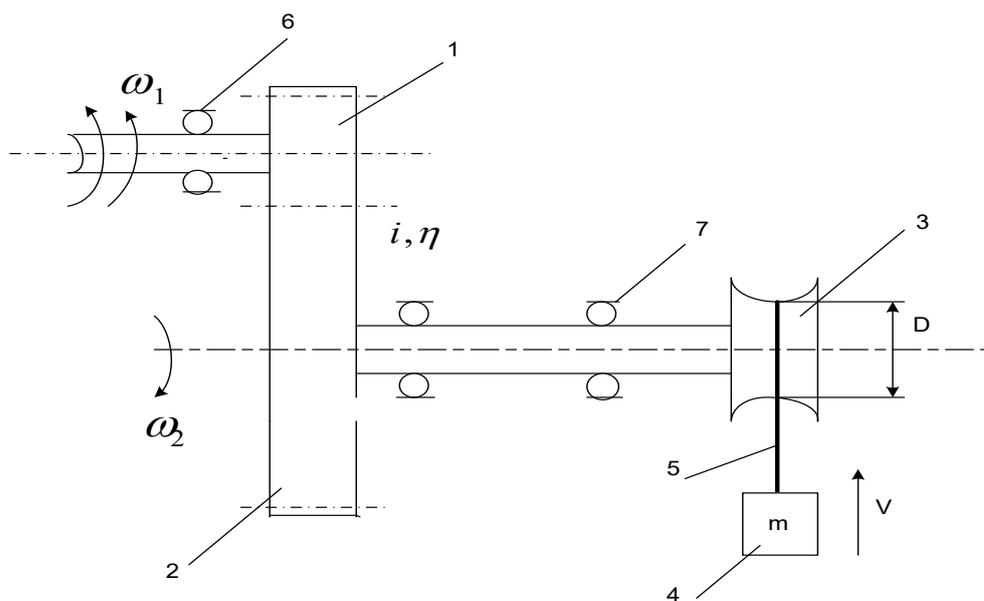


Рис. 2.8. Схема механизма перемещения груза

Механизм состоит из входного вала – шестерни 1 и выходного вала-шестерни 2, на свободный конец которого насажен шкив 3. На шкиве закреплен трос 5 с помощью которого поднимается груз 4, имеющий массу m , со скоростью V . Валы установлены в подшипниках 6 и 7, и вращаются с угловыми скоростями ω_1 и ω_2 ; к входному валу приложен движущий момент M_d .

Прежде чем составлять математическую модель любого меха-

низма, необходимо изучить все его особенности; определить величины коэффициентов жесткости и демпфирования конструктивных элементов, их массы или моменты инерции; рассчитать величины внешних силовых воздействий.

После этого следует обосновать пренебрежения (возможность неучета) тех или иных факторов и на этом основании составить расчетную схему механизма.

Предположим, что в механизме на рис. 2.7 наибольшая деформация имеет место в зубчатом зацеплении, а деформации других конструктивных элементов можно пренебречь. Тогда расчетную схему механизма можно представить в виде «двухмассовой» модели с двумя степенями подвижности, приведенной на рис. 2.9.

Здесь перекрещенным прямоугольником условно обозначена редукция угловой скорости вращения валов с передаточным числом i и коэффициентом полезного действия η .

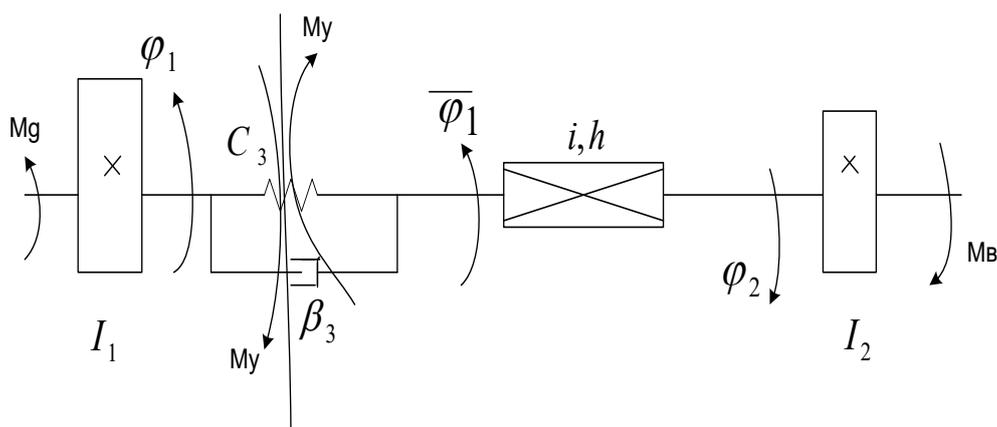


Рис. 2.9. Расчетная схема механизма перемещения груза

Инерционность выходного вала – шестерни, шкива и груза приведена к инерционности I_2 :

$$J_2 = J_{B2} + J_{шк} + 0.25 mD^2, \quad \text{а момент внешних сил равен}$$

$$M_b = 0.5mgD,$$

где g – ускорение свободного падения.

Воспользуемся правилом сечений и условно разобьем рассматриваемую систему на две подсистемы как показано на рис. 2.10.

Тогда уравнение движение механизма будут иметь вид:

$$\begin{cases} M_g = J_1 p^2 \varphi_1 + M_y; \\ \frac{M_y \cdot i}{\eta} = J_2 p^2 \varphi_2 + M_B; \\ M_y = (c_3 + \beta_3 p)(\varphi_1 - \bar{\varphi}_1); \\ \bar{\varphi}_1 = i \cdot \varphi_2. \end{cases} \quad (2.33)$$

Здесь c_3 и β_3 – коэффициенты жесткости и демпфирования в зацеплении.

На рисунке 2.10 приведена структурная схема механизма.

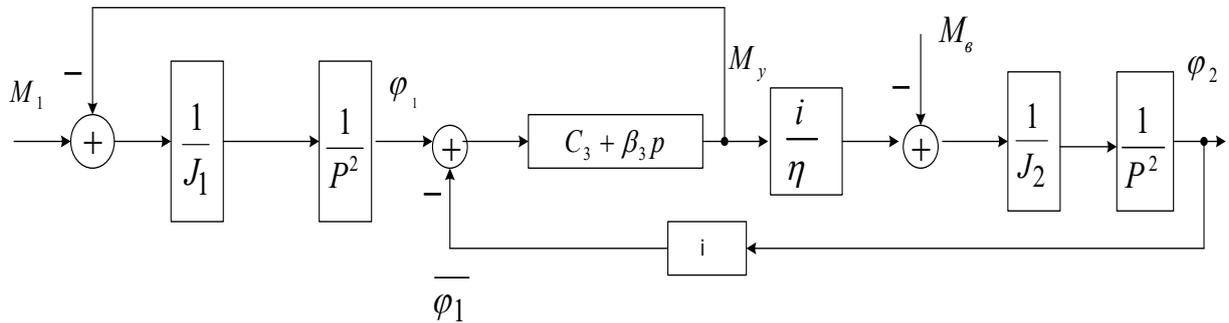


Рис. 2.10. Структурная схема механизма перемещения груза

При составлении математической модели какого-либо механизма естественно стремление учесть, как можно большее количество факторов, влияющих на его динамику (в особенности на первой стадии накопления опыта моделирования). Разумное (обоснованное) упрощение модели – ключевая задача моделирования как искусства. Важно выявить основные, наиболее существенные стороны объекта и абстрагироваться от несущественных. В то же время существует определенное правило упрощения, заключающееся в следующем. Если вы представили исследуемую систему в виде многомассовой модели, например, n -массовой на рис. 2.11.

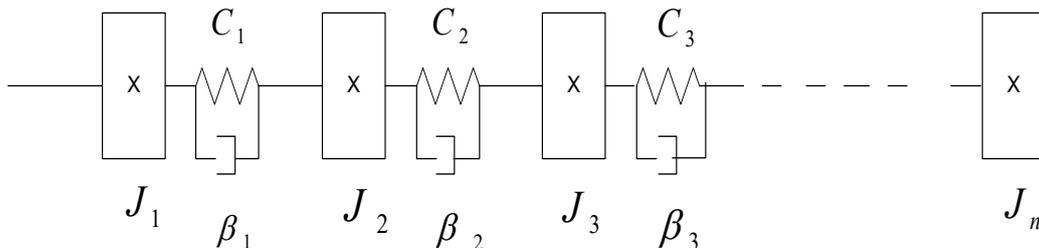


Рис. 2.11. Расчетная схема многомассовой системы

Здесь следует проанализировать парциальные (собственные) частоты колебаний отдельных упруго – соединенных масс по выражению:

$$f_{ci} = \sqrt{c_i \cdot J_{i+1}^{-1}}, \quad i = \overline{1, n}, \quad (2.34)$$

где f_{ci} - собственная частота i – й парциальной системы.

Если в результате расчета собственные частоты некоторых подсистем будут на порядок и более выше частот других подсистем, то упругостью связей таких подсистем можно пренебречь.

Например, если $f_{c1} = 2\text{Гц}$, а $f_{c2} = 30\text{Гц}$, то упругостью c_2 можно пренебречь, а инерционности J_1 и J_2 объединим в одну инерционность их суммированием. (Если объединение инерционностей осуществляется через редукцию скорости с передаточным числом i , то приведение инерционности к входному валу от выходного следует выполнять по выражению $J_{пр} = J \cdot i^{-2}$, а в обратном направлении - $J_{пр} = J \cdot i^2$). Как показывает опыт моделирования, приведений произвольной системы к 2-х÷3-х массовой вполне оправдано, поскольку многомассовость приводит к значительному возрастанию порядка решаемых дифференциальных уравнений и, как следствие, снижению точности расчетов.

В различных механизмах зачастую значительно проявляются силы трения. Силы жидкостного трения, пропорциональные скорости движения, как правило, имеют меньшую величину и их можно не учитывать (учет указанных сил тривиален и сводится к изменению величины коэффициента β в уравнениях). Силы сухого трения могут достигать значительных величин в направляющих скольжения, подшипниках скольжения, узлах перемещения рабочих органов. В общем случае сила трения зависит от многих факторов (температура, качество поверхностей, твердости материала и других), но в практических расчетах ее можно представить в виде нелинейной зависимости от знака скорости (рис. 2.12).

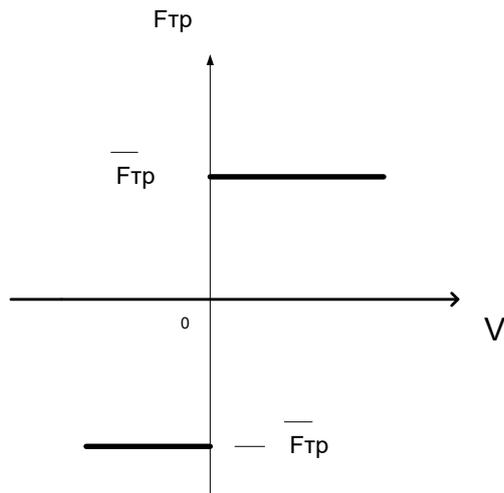


Рис. 2.12. График зависимости $F_{\text{тр}} = f(V)$

Характеристика трения, приведенная на рис. 2.12, описывается следующими уравнениями:

$$F_{\text{тр}} = \begin{cases} \overline{F}_{\text{тр}} \text{Sgn}V & \forall |V| \neq 0; \\ F_e \equiv V = 0. \end{cases} \quad (2.35)$$

Здесь Sgn – оператор Signum (лат.) знак; \forall - квантор общности (для всех значений); F_e – сумма всех сил, действующих на механизм при $V=0$.

Если исследуется движение механизма на малых скоростях, то характеристику сухого трения следует представить в виде рис. 2.13.

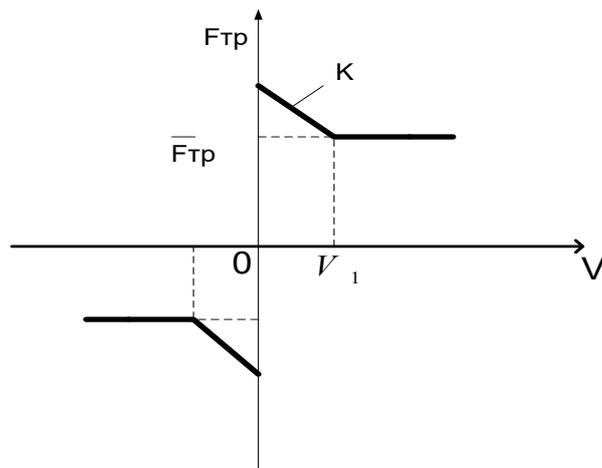


Рис. 2.13. График зависимости $F_{\text{тр}} = f(V)$ при исследовании движения на малых скоростях

Отрицательный наклон в кусочно линейной характеристике отражает тот факт, что при скорости движения близкой к нулю величина силы трения возрастает. Характеристика силы трения на рис. 2.13 описывается выражением

$$F_{\text{тр}} = \begin{cases} F_{\text{тр}} \text{ Sgn} V \quad \forall |V| \geq V_1 ; \\ [F_{\text{тр}} + k|V_1 - V|] \text{ Sgn} V \quad \forall 0 < V < V_1 ; \\ F_e \equiv V = 0. \end{cases} \quad (2.36)$$

Здесь k – коэффициент наклона характеристики трения.

Другим нелинейным эффектом, имеющим место в механизмах, является люфт. Предположим, что в механизме перемещения груза, приведенном на рис. 2.8, в зубчатом зацеплении имеется люфт. Расчетная схема механизма с наличием люфта приведена на рис. 2.14.

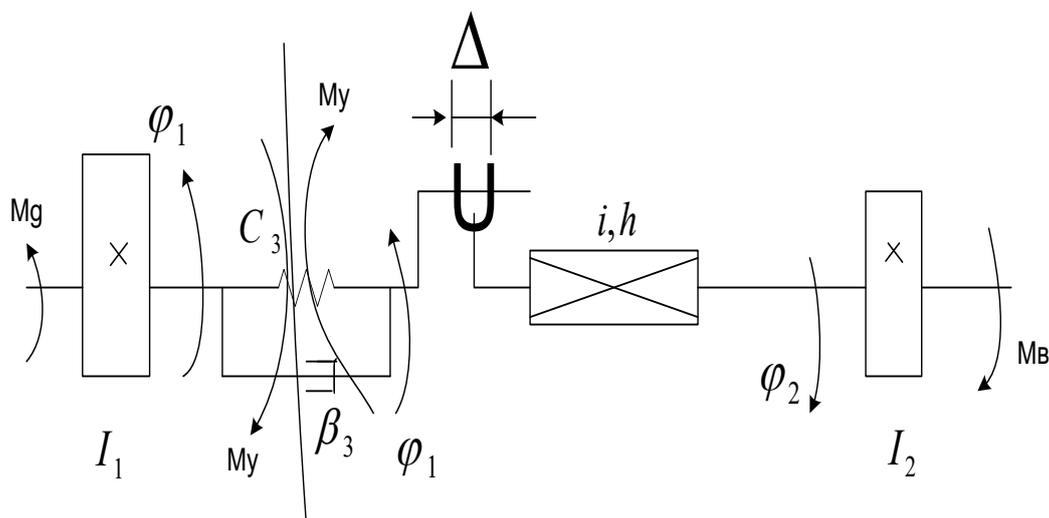


Рис. 2.14. Расчетная схема механизма с учетом люфта

В отличие от схемы механизма на рис. 2.10, схема на рис. 2.14 содержит элемент (вилку), условно обозначающий наличие в передаче люфта величиной Δ . На рис. 2.15 представлена структурная схема механизма с учетом люфта и сухого трения на выходном звене (например, трение перемещаемого груза по направляющим) в виде рис. 2.12.

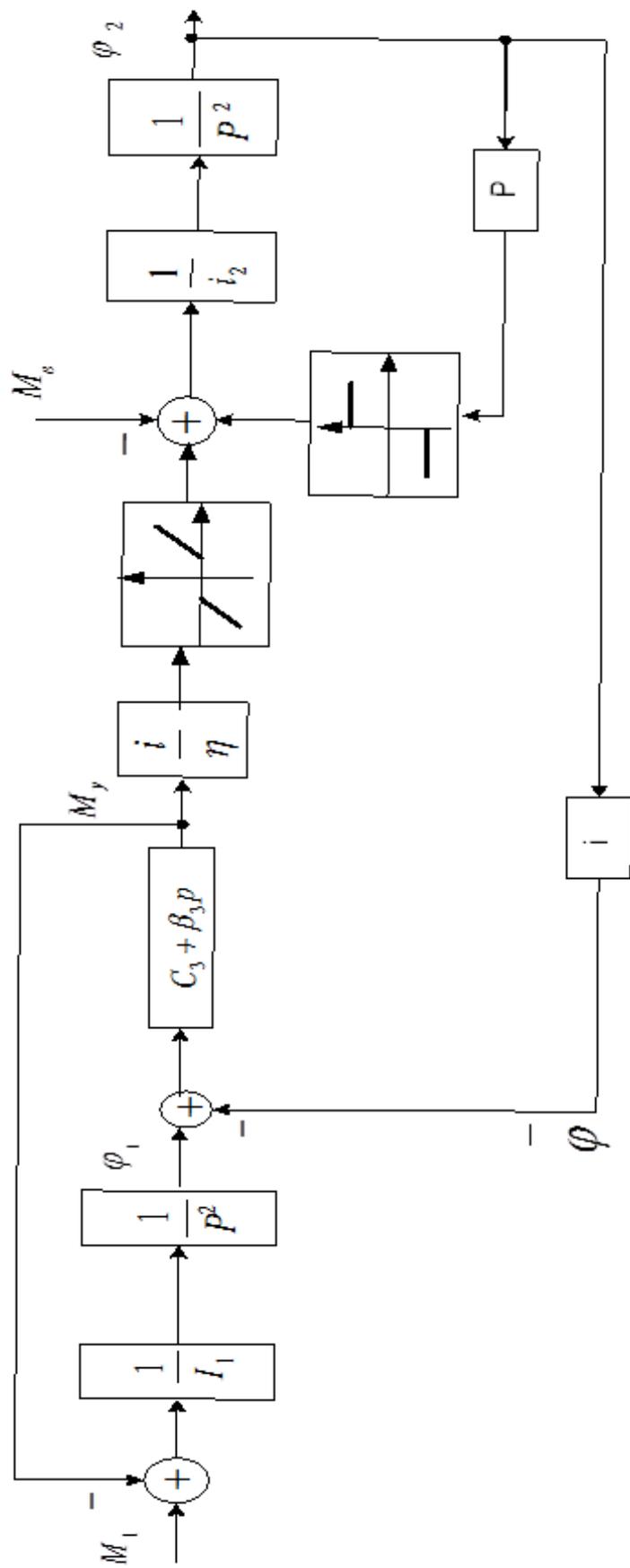


Рис.2.15 Структурная схема с учетом люфта и сухого трения

Вопросы для самоконтроля

1. Объясните устройство механической части мехатронного модуля.
2. Что понимается под надежностью объекта?
3. Назовите основные критерии работоспособности деталей и узлов мехатронных модулей и механизмов роботов.
4. Назовите виды расчетов при проектировании изделий.
5. Назовите виды трения в механических системах.
6. От чего зависит процесс изнашивания деталей в механизмах?
7. Какие смазки используются в механизмах?
8. Какие виды движений осуществляются в механизмах мехатронных модулей и роботов?
9. Приведите простейшие аналитические зависимости для поступательного движения.
10. Приведите простейшие аналитические зависимости для вращательного движения.
11. Приведите аналитические зависимости взаимосвязи поступательного и вращательного движений.
12. Приведение моментов инерции в механизме.
13. Охарактеризуйте статические и динамические силы, действующие в механизме.
14. Охарактеризуйте статические и динамические моменты сил, действующие в механизме.
15. Охарактеризуйте силы сопротивления движению, действующие в механизме.
16. Что такое динамическая модель механизма?
17. Приведите пример динамической модели в механике системы с одной степенью подвижности.
18. Приведите пример динамической модели в механике системы с двумя степенями подвижности.
19. Как формализуется в динамической модели механизма сухое трение?
20. Как формализуется в динамической модели механизма люфт?

Глава 3. МЕХАНИЗМЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ И ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ КОМПОНЕНТЫ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

Передача движения от двигателя к выходному звену мехатронного модуля может быть организована двумя способами: непосредственно, без использования промежуточных механизмов (так называемый «прямой привод»), или с применением различных устройств, преобразующих вид и параметры движения. Конкретная реализация зависит от типа установленного двигателя, требуемого характера перемещения выходного элемента, а также его пространственного расположения и компоновки в составе модуля.

3.1. Назначение механизмов преобразования движения в мехатронных модулях и их основные технические характеристики

Механизмы преобразования движения (МПД) выполняют функции трансформации одного вида движения в другой, согласования скоростей и передаваемых моментов между двигателем и исполнительным устройством. Для этих целей применяются винтовые, речные, цепные и тросовые передачи, зубчато-ременные системы, мальтийские механизмы и другие конструкции. Поскольку большинство электродвигателей имеют высокую частоту вращения, а рабочие скорости выходных звеньев модулей значительно ниже, для снижения оборотов и повышения крутящего момента широко используются понижающие передачи – такие как цилиндрические, конические, червячные, планетарные, волновые и эпициклические редукторы. При выборе конкретного типа МПД учитываются такие факторы, как конструктивная сложность, КПД, наличие люфта, габариты и масса, свойства самоторможения, жесткость, удобство размещения, технологичность изготовления, срок службы, стоимость и прочие характеристики. От правильности выбора механизма напрямую зависят эксплуатационные показатели всего мехатронного модуля.

Определяющим фактором при подборе подходящего механизма являются технические условия, предъявляемые к модулю, что позволяет сузить список доступных типов передач до тех, чьи параметры и

конструкция обеспечивают выполнение заданных требований.

К числу основных из них относятся:

– обеспечение заданной скорости или траектории движения; в большинстве случаев требуется движение с постоянной скоростью;

– высокая чувствительность, позволяющая выполнять точные микроперемещения;

3) динамические характеристики привода, зависящие от инерционности и упругости используемых механизмов;

4) жесткость конструкции, оказывающая влияние на статическую и динамическую точность позиционирования;

5) минимальный или полный отсутствие зазоров, особенно важный фактор в условиях переменных нагрузок или обратного хода, которые могут вызывать раскрытие имеющихся зазоров.

Механические преобразователи движения (МПД) широко применяются для трансформации вращательного движения, создаваемого электродвигателем, в поступательное перемещение выходного элемента модуля. Наиболее часто используются передачи типа винт-гайка, червяк-рейка, а также зубчатое колесо-рейка.

Если возможность выполнения технического условия имеется у нескольких типов передач, то оно не может служить определяющим фактором при выборе конструкции. Например, почти все передачи с жесткими звеньями обеспечивают позиционирование рабочего органа с точностью ± 1 мм. Таким образом, такое требование не становится критерием выбора конкретной передачи. Однако при ужесточении требования до определённого уровня оно переходит в категорию критериев. Например, если задана точность позиционирования $\pm 0,01$ мм, то это уже является важным критерием, так как не каждая передача способна ему соответствовать. Критерии подразделяются на общие и специфические. Общими считаются те, которые присутствуют в техническом задании практически всех мехатронных модулей. К ним относятся:

- передаточное число МПД;
- коэффициент полезного действия;
- тип и скорость движения (линейная или угловая) рабочего органа;
- допустимые массогабаритные показатели;
- себестоимость изготовления и затраты на эксплуатацию, обусловленные заказчиком.

Специфическими называются критерии, связанные с особыми функциональными задачами конкретного мехатронного модуля. Сюда относятся:

- допускаемая кинематическая погрешность перемещений исполнительного органа;
- максимально допустимый люфт (особенно при реверсивной работе);
- наличие самоторможения;
- прочие параметры, такие как форма, способ монтажа и другие особенности.

В ряде случаев подбор передачи возможен уже на основе анализа одних лишь общих критериев. Основные характеристики различных видов механических передач в одноступенчатом варианте представлены в табл. 3.1.

Таблица 3.1. Основные параметры механических передач

Вид передачи	Диапазон передаточного числа	К.П.Д.	Диапазон допустимых угловых скоростей
Зубчатая цилиндрическая	1...12,5 (1...6,3)	0,98	150...12 (150...23,8)
Зубчатая коническая	1...5	0,97	150...30
Червячная	8...80 (10...32)	0,95...0,7	18,8...1,88 (15...4,69)
Планетарная схемы 2К-Н	3...9 (4...6)	0,97	50...16,7 (37,5...25)
Волновая	63...400 (80...315)	0,87...0,81	2,38...0,375 (1,88...0,476)
Циклоидальная передача	60... 119	0,9... 0,96	60...18,5

Передаточное число (или передаточное отношение, которое является обратной величиной) представляет собой один из ключевых параметров механической передачи. Оно определяется как соотношение скоростей движения входного и выходного звеньев механизма, вне зависимости от типа и характеристик совершаемого ими перемещения. Так как оба звена взаимодействуют одновременно, то анало-

гичным образом будет выражаться и отношение их линейных или угловых перемещений, а также ускорений. Однако классическое определение подразумевает именно соотношение скоростей.

Для достижения значительного передаточного числа на практике часто используют многоступенчатые передачи. Например, теоретически цилиндрическая зубчатая передача может обеспечивать любое передаточное число, но при достижении значения $i = 6,3$ становится целесообразным переход к двухступенчатому редуктору. Несмотря на усложнение конструкции, такая схема позволяет добиться большей компактности и миниатюризации, что особенно важно для мехатронных модулей. Существенного увеличения передаточного числа можно достичь посредством комбинирования различных типов передач – например, червячной и цилиндрической зубчатой. Червячно-цилиндрический редуктор способен работать с передаточным числом до $u = 315$ без значительных конструктивных сложностей. Передачи винт-гайка (как скольжения, так и шариковые), а также реечные передачи, предназначенные для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот, имеют передаточные отношения, которые выражаются размерными величинами.

Особое значение при выборе передачи имеет КПД, особенно если мехатронный модуль рассчитан на работу в тяжёлых условиях – при высоких нагрузках, больших скоростях и длительном времени работы. Помимо влияния на энергоэффективность, низкий КПД обычно указывает на наличие интенсивного относительного скольжения между элементами, характерного, например, для червячных передач. Это приводит к ряду негативных явлений: абразивному износу поверхностей, нагреванию, возрастанию кинематической погрешности и люфта. Также не все типы передач позволяют достичь требуемой быстроходности рабочего органа. Проблемы возникают как при необходимости получения очень высокой скорости выходного звена, так и при необходимости реализовать крайне низкую, так называемую «ползучую» скорость. В последнем случае, даже при наличии технической возможности применения многоступенчатого цилиндрического редуктора, его габариты и себестоимость могут сделать такой вариант неприемлемым. Два других важных критерия – допустимые массогабаритные параметры и экономическая выгода – понятны интуитивно. Их оценка предполагает умение проектировщика каче-

ственно сравнивать различные типы передач по принципу "лучше – хуже", что, в свою очередь, требует знания технологических особенностей их изготовления.

3.2. Механизмы преобразования движения во вращательных модулях мехатронных систем

Зубчатые передачи представляют собой механизмы, предназначенные для передачи вращательного движения между валами при помощи сопряжённых зубьев. Колесо с меньшим количеством зубьев именуется шестернёй, а элемент с большим числом зубцов – колесом. Классификация зубчатых передач осуществляется по различным критериям.

Первый признак деления – тип зацепления:

- внутреннее зацепление (см. рис. 3.1, д);
- внешнее зацепление (см. рис. 3.1, а).

Ещё одно разделение проводится по взаимному расположению осей. Среди передач с параллельными осями выделяют:

- цилиндрические (см. рис. 3.1, а);
- шевронные (см. рис. 3.1, в);
- цилиндрические прямозубые (см. рис. 3.1, а);
- цилиндрические косозубые (см. рис. 3.1, б).

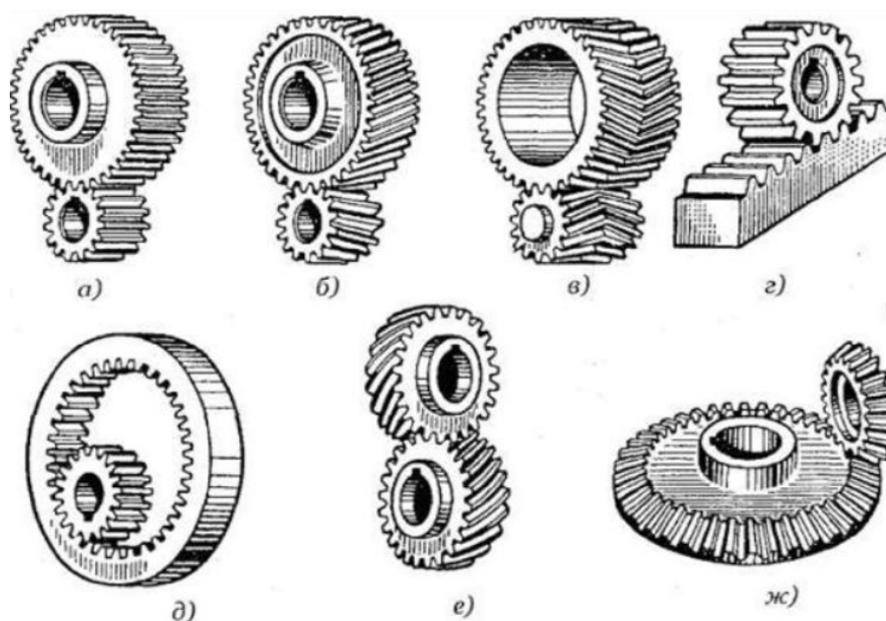


Рис. 3.1. Виды зубчатых передач

Конические зубчатые передачи (см. рис. 3.1, ж) отличаются от цилиндрических тем, что их валы пересекаются. Они применяются в тех случаях, когда требуется изменить направление передаваемого движения. По сравнению с цилиндрическими, конические передачи сложнее в производстве и сборке. Также существуют передачи со скрещивающимися осями: винтовые (см. рис. 3.1, е) и гипоидные. Гипоидная передача является разновидностью винтовой передачи, у которой оси валов пересекаются под углом 90° . Она обладает высокой несущей способностью, обеспечивает плавность хода и тихую работу. Конструктивно передачи делятся на открытые – без защитного корпуса, работающие без постоянной смазки или периодически смазываемые пластичными составами, и закрытые – установленные в герметичном корпусе с постоянной смазкой из масляной ванны. По величине окружной скорости различают тихоходные, среднескоростные и быстроходные передачи. Ременная передача служит для преобразования вращательного движения в поступательное. По числу ступеней передачи могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми, последние позволяют достичь больших передаточных отношений.

Достоинства зубчатых передач:

- компактные размеры;
- возможность передачи значительных мощностей даже при невысоких оборотах (до 50000 кВт и более);
- способность работать на больших скоростях;
- постоянство передаточного отношения;
- высокий коэффициент полезного действия ($\eta = 0,97 \dots 0,99$);
- высокая несущая способность;
- относительно небольшие нагрузки на опоры валов.

Недостатки зубчатых передач:

- повышенный уровень шума при высоких скоростях;
- необходимость точного изготовления деталей;
- потребность в регулярной смазке;
- использование специализированного оборудования для нарезания зубьев.

Зубчатые передачи характеризуются высокой надёжностью и долговечностью. Применяются в условиях тяжёлых режимов работы, где требуется передача больших крутящих моментов и мощностей.

Геометрические параметры прямозубой цилиндрической передачи приведены на рис. 3.2:

d – диаметр делительной окружности (окружности, на поверхности которой толщина зуба равна ширине впадины и равна половине окружного шага P). Делительная окружность делит зуб на головку высотой h_a и ножку зуба высотой h_f . В некорригированных передачах делительные окружности совпадают с начальными окружностями.

Начальные окружности диаметрами d^{ω_1} , d^{ω_2} – окружности, которые перекатываются друг по другу без скольжения.

Окружной шаг P – расстояние между одноименными профилями двух соседних зубьев, измеренное по делительной окружности.

Основной геометрической характеристикой зубчатого зацепления является окружной модуль $m=P/\pi$. Значения модулей стандартизированы. Очевидно, что $d=P Z$, откуда $d =mZ$.

Все геометрические параметры выражаются через модуль.

Диаметр делительной окружности $d= mZ$.

Высота головки зуба $h_a = m$.

Высота ножки зуба $h_f= 1,25m$.

Диаметр вершин $d_a = d + 2h_a = d+ 2m$.

Диаметр впадин $d_f = d -2h_f = d - 2,5m$.

Межосевое расстояние $a. \omega = 0,5(d_1 + d_2) = 0.5m(Z_1 + Z_2)$

Радиальный зазор между зубьями сопряженных колес $C = 0,25m$.

На рис. 3.2 указаны и другие параметры: $\alpha_{\omega}=20^{\circ}$ – угол профиля; NN – линия зацепления (общая касательная к основным окружностям колес d_{e1} и d_{e2} , траектория общей точки контакта сопряженных зубьев при её движении). Коэффициент перекрытия ϵ показывает среднее число пар зубьев, находящихся одновременно в зацеплении. В прямозубой передаче ϵ всегда меньше двух.

Косозубые колеса по сравнению с прямозубыми обладают большей нагрузочной способностью, как по контактным напряжениям, так и по напряжениям изгиба.

Недостатки:

В результате винтового расположения зубьев возникает осевая сила F_a

Величина осевой силы так же, как и плавность работы и нагрузочная способность передач зависит от угла наклона зубьев β . С увеличением угла наклона повышается плавность работы и нагрузочная способность передачи, но увеличивается осевая сила F_a , приходится предусматривать сложные конструкции опорных узлов, которые бы воспринимали эти силы. При этом конструкция передач усложняется.

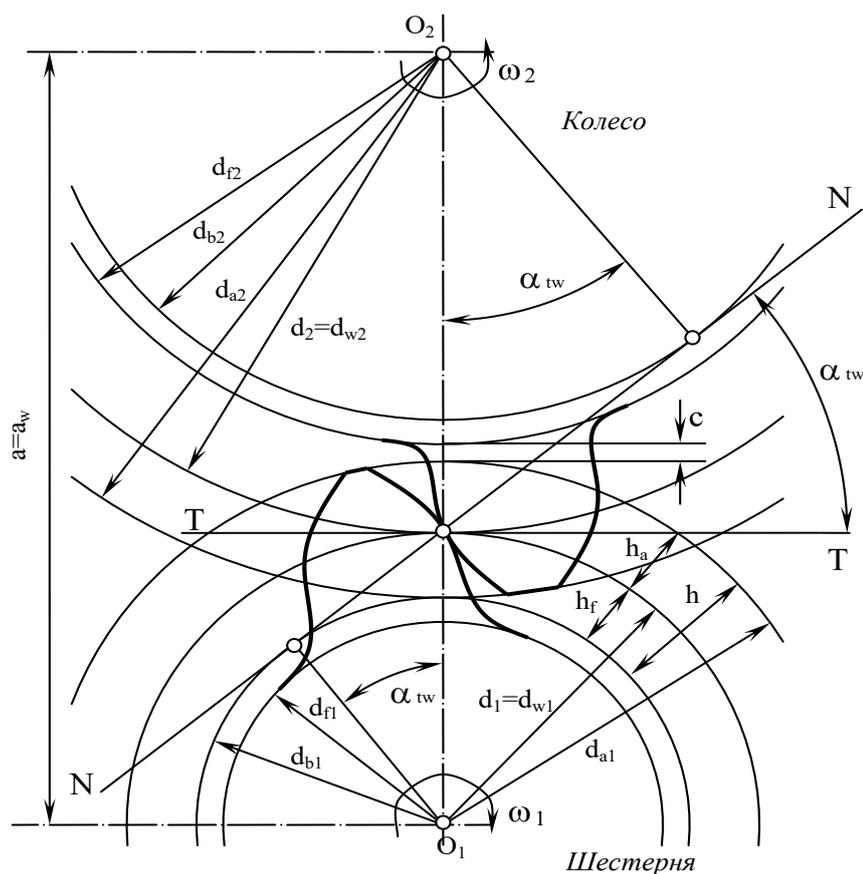


Рис. 3.2. Геометрические параметры прямозубой цилиндрической зубчатой передачи

При расчете прямозубой передачи за расчетную нагрузку принимают максимальное значение удельной нагрузки, распределенной по линии контакта зубьев:

$$q = F_n K / l_z \quad (3.1)$$

где F_n —нормальная сила в зацеплении;

$K = K_b K_v$ —коэффициент расчетной нагрузки;

K_b —коэффициент концентрации нагрузки; K_v —коэффициент динамической нагрузки;

l_z — суммарная длина линии контакта зубьев.

Концентрация нагрузки и динамические нагрузки различно влияют на прочность по контактными и изгибными напряжениями. Соответственно различают K_H , $K_{H\beta}$, $K_{H\nu}$ при расчетах по контактными напряжениями и K_F , $K_{F\beta}$, $K_{F\nu}$ —по напряжениями изгиба.

Коэффициент концентрации нагрузки K_b . Концентрация или неравномерность распределения нагрузки по длине зуба связана с деформацией валов, корпусов, опор и самих зубчатых колес, а также с погрешностями изготовления монтажа передачи.

Коэффициент динамической нагрузки K_V . Данный коэффициент учитывает погрешности в изготовлении зубьев колес по шагу и профилю, которые явно непропорционально проявляются с увеличением частоты вращения колес (окружной скорости).

Точный расчет данных коэффициентов довольно сложен и их рекомендуется выбирать из справочной литературы по расчету зубчатых передач.

Расчет прямозубых цилиндрических передач на прочность

Расчет прочности зубьев по контактными напряжениями принято выполнять при контакте в полюсе зацепления. Контакт зубьев можно рассматривать как контакт двух цилиндров с радиусами r_1 и r_2 . При этом контактные напряжения определяют

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{q E_{np} / \rho n p} \quad (3.2)$$

для прямозубых передач.

С учетом формул $q = F_n K_H / b_w = F_t K_H / (b_w \cos a_w) = 2 T_1 K_H / (d_{w1} b_w \cos a_w)$ получим

$$\sigma_H = 1.18 \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_H}{d_{w1}^2 b_w \sin 2 a_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \leq [\sigma_H] \quad (3.3)$$

Данная формула определения контактных напряжений является классической.

Значения расчетных контактных напряжений одинаковы для шестерни и колеса. Поэтому расчет выполняют для того из колес пары, у которого меньше допускаемое напряжение $[\sigma_H]$ (чаще это бывает колесо, а не шестерня).

После преобразований получим

$$d_1 = 1.35 \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_1 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2} \psi_{bd} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)}. \quad (3.4)$$

Решая относительно межосевого расстояния a , заменяем $T_1 = T_2 / u$; $d_1 = 2a / (u \pm 1)$ и вводим $\psi_{ba} = b_w / a$ - коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния. После преобразований с учётом зависимости $\psi_{bd} = 0.5 \psi_{ba} (u \pm 1)$, получим

$$a = 0.85 (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}. \quad (3.5)$$

Расчет прочности зубьев по напряжениям изгиба. Зуб имеет сложное напряженное состояние. Наибольшие напряжения изгиба образуются у корня зуба в зоне перехода эвольвенты в галтель. Здесь же наблюдаются концентрация напряжений. Для того чтобы по возможности просто получить основные расчетные зависимости и уяснить влияние основных параметров на прочность зубьев, рассмотрим вначале приближенный расчет, а затем введем поправки в виде соответствующих коэффициентов. Допустим следующее:

Вся нагрузка зацепления передается одной зубьев и приложена к вершине зуба. Практика подтверждает, что этот худший случай справедлив для 7-й, 8-й и более низких степеней точности, ошибки изготовления которых, не могут гарантировать наличие двухпарного зацепления. Например, ошибки шага приводят к тому, что зубья начинают зацепляться вершинами еще до выхода на линию зацепления. При этом вместо теоретического двухпарного зацепления будет однопарное. Зуб рассматриваем как консольную балку, для которой справедлива гипотеза плоских сечений или методы сопротивления материалов. Фактически зуб подобен выступу, у которого размеры поперечного сечения соизмеримы с размерами высоты. Точный расчет напряжений в таких элементах выполняют методами теории упругости. Результаты точного расчета используют для исправления приближенного расчета путем введения теоретического коэффициента концентрации напряжений.

$$F_n = F_t \text{Cosa}_w, \quad (3.6)$$

где F_t – окружная сила,

a – угол, определяющий направление нормальной силы F_n к оси симметрии зуба. Угол a' несколько больше угла зацепления a_ω .

Силу F_n переносят по линии действия на ось симметрии зуба и раскладывают на составляющие:

$$F'_t = F_n \text{Cosa}'_\omega = F_t \text{Cosa}' / \text{Cosa}_\omega; \quad F'_r = F_n \text{Sina}' = F_t \text{Sina}' / \text{Cosa}_\omega.$$

Напряжение в опасном сечении, расположенном вблизи хорды основной окружности

$$\sigma_F = F'_t l / W - F'_r / A, \quad (3.7)$$

где $W = b_\omega s^2 / 6$ – момент сопротивления сечения при изгибе,

$A = b_\omega s$ – площадь сечения.

Знак (-) в формуле указывает, что за расчётные напряжения принимают напряжения на растянутой стороне зуба, так как на практике именно здесь возникают трещины усталостного порядка (для чугуна и стали растяжение опаснее сжатия).

Значения l и s неудобны для расчётов и их заменяют на безразмерные коэффициенты $l' = l / m$; и $s' = s / m$. Подставляя принятые обозначения, и вводя уточняющие поправки окончательно получим

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_F}{b_\omega m} \leq [\sigma_F], \quad (3.8)$$

где $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба.

Величина Y_F – вбирает в себя все уточнения, поправки и конкретные значения и называется коэффициент формы зуба. Процесс вычисления данного коэффициента весьма трудоёмкий его значения в зависимости от числа зубьев на колесе или шестерне обязательно приводятся в справочной литературе по расчёту зубчатых передач.

K_F – коэффициент нагрузки при расчёте на изгиб. Он учитывает точность изготовления и сборки передачи, условия её работы и выбирается по справочной литературе. На этапе проектного расчёта обычно принимают $K_F = 1,5$.

Если решить формулу напряжений изгиба относительно модуля

$$m \approx \sqrt[3]{\frac{3T_1 K_F Y_F}{z_1 \psi_{bm} [\sigma_F]}} \quad (3.9)$$

Здесь $\psi_{bm} = b_w / m$, z_1 – число зубьев шестерни, T_1 – крутящий момент на шестерне.

Червячная передача представляет собой механизм, обеспечивающий передачу вращения посредством червяка (вида винта) и связанного с ним червячного колеса, оси которых скрещиваются под прямым углом. На рис. 3.3 показано, что ведущим элементом является червяк 1, а ведомым – червячное колесо 2.

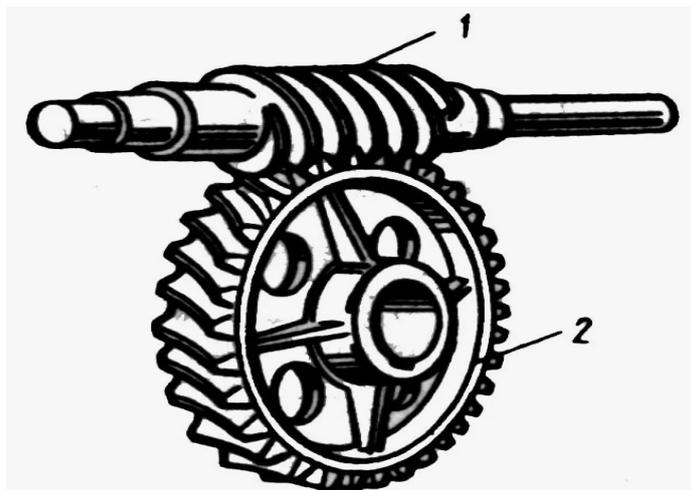


Рис. 3.3. Вид червячной передачи

Червячные передачи могут быть классифицированы по различным признакам.

По виду профиля витка выделяют:

- архимедов червяк – представляет собой цилиндрический червяк, профиль витка которого очерчен по архимедовой спирали. По форме он напоминает винт с трапецеидальной резьбой;
- эвольвентный червяк – также имеет цилиндрическую форму, однако профиль его витка соответствует эвольвенте окружности;
- конволютный червяк – это цилиндрический червяк с торцовым профилем витка.

По числу заходов витков различают:

- однозаходный червяк – с одним витковым заходом;
- многозаходный червяк – обладающий двумя или тремя заходами витков.

По положению червяка относительно колеса передачи бывают:

- с верхним расположением червяка;

- с нижним расположением червяка;
- с боковым размещением червяка.

По направлению линии витка:

- червяк с правым направлением нарезки;
- червяк с левым направлением нарезки.

По форме конструкции червяка различают:

- цилиндрический червяк;
- глобоидный червяк.

Преимущества червячных передач:

- высокие передаточные отношения;
- плавность и бесшумность хода;
- хорошая кинематическая точность;
- возможность реализации эффекта самоторможения;
- компактные размеры и относительно малый вес.

Недостатки червячных передач:

- низкий коэффициент полезного действия ($\eta = 0,7 \dots 0,85$);
- повышенный износ деталей;
- склонность к заеданию поверхностей;
- необходимость применения дорогостоящих антифрикционных материалов;
- высокие требования к точности монтажа;
- интенсивный нагрев узла при продолжительной работе.

Для обеспечения надежности и долговечности червячных передач материалы должны обладать высокой износостойкостью и минимальной склонностью к заеданию. Обычно используются разнородные материалы. Наиболее распространённая комбинация: стальной червяк и бронзовое (реже латунное или чугунное) колесо. Такие сочетания обеспечивают хорошие антифрикционные свойства сопряженных поверхностей.

Основные геометрические соотношения между элементами червячного зацепления.

- 1) Шаг червяка зацепления $P = \pi m = \frac{Pz_1}{z_1}$, (3.10) где Pz_1 - ход многозаходного червяка, мм.
- 2) Высота витка зуба $h = h_a + h_f = m + 1,2m = 2,2m$,
- 3) Диаметр делительной окружности: $d_1 = mg$ $d_2 = mz_2$,

где g – число модулей в делительном диаметре червяка, или коэффициент диаметра червяка. Чтобы червяк не был слишком тонким, g увеличивают с уменьшением m . Тонкие червяки при работе получают большие прогибы, что нарушает правильность зацепления.

4) Диаметр окружности вершин $d_{a1} = d_1 + 2m$ $d_{a2} = d_2 + 2m$,

5) Диаметр окружности впадин $d_{f1} = d_1 - 2,4m$ $d_{f2} = d_2 - 2,4m$,

6) Наибольший диаметр колеса $d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$, (3.11)

7) Ширина венца колеса $b_2 \leq 0,75da_1$, $b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$,

8) Делительный угол подъема витков червяка

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{g}, \quad \operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1 p}{\pi d_1} = \frac{z_1 m}{d_1} = \frac{z_1}{g}. \quad (3.12)$$

9) Коэффициент смещения инструмента

$$X = \frac{a_w}{m} - 0,5(g + z_2), \quad X = a_w - \frac{mg + mz_2}{2}, \quad (3.13)$$

Предельные значения $X = \pm 1$ (из условий отсутствия подреза и заострения зубьев).

Основные параметры червячных передач.

1. Коэффициент диаметра червяка

$$g = \frac{d_1}{m}, \quad d_1 - \text{диаметр делительной окружности; } g - 8; 10; 12; 5;$$

16; 20. В проектных расчетных величинами $g = \frac{d_1}{m}$ приходится задаваться. При этом рекомендуется с увеличением мощности принимать меньшее значение g и большее значение z_2 .

Так ориентировочно при мощности:

$$N_1 \leq 5 \text{ кВт} \quad g = 16 \dots 20$$

$$5 < N_1 \leq 10 \text{ кВт} \quad g = 12,5 \dots 16$$

$$10 < N_1 \quad g = 8 \dots 12,5$$

Меньшие значения g применяют для быстроходных передач. Большие значения g в передачах с большими передаточными числами.

Сила взаимодействия между витками резьбы червяка и зубьями червячного колеса может быть разложена на три перпендикулярных составляющие: окружную, осевую и радиальную силы.

1) Окружная сила червяка F_{t_1} , равна и направлена противоположно осевой силе колеса F_{a_2} $F_{t_1} = F_{a_2} = \frac{2T_1}{d_1}$, (3.14)

2) Окружная сила на колесе равна осевой силе на червяке и по направлению противоположна ей

$$F_{t_1} = F_{a_2} = \frac{2T_1}{d_1} . \quad (3.15)$$

3). Радиальная сила колеса и червяка

$$F_{t_2} = F_{a_1} = \frac{2T_1}{d_1} . \quad (3.16)$$

Направление этих сил определяется по тем же правилам, что и для зубчатых передач в зависимости от направления скорости вращения звеньев червяка передачи.

Расчет на прочность червячных передач.

Червячные передачи, аналогично зубчатым, рассчитывают на контактную прочность и на изгиб зубьев червячного колеса как менее прочных по сравнению с витками червяка.

Как отмечалось выше в червячных передачах кроме выкрашивания рабочих поверхностей зубьев велика опасность заедания и износа, которые зависят от величины контактных напряжений. Поэтому, в отличие от зубчатых, для всех червячных передач расчет по контактным напряжениям является основным, а расчет по напряжениям изгиба – проверочным.

Расчет по контактным напряжениям. В основу вывода расчетных формул для червячных передач положены те же исходные зависимости и предположения, что и в зубчатых передачах (см. с. 106).

Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления по формуле Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np}q}{2\pi(1-\mu^2)\rho_{np}}} , \quad (3.17)$$

где E_{np} – приведенный модуль упругости; $E_{np} = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$

Для стального червяка $E_{np} = 210$ МПа; для бронзового или чу-

гунного колеса $E_{np} = 98$ МПа; μ – коэффициент Пуассона. Для стали, бронзы и чугуна $\mu = 0,3$; q – нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий. Эта нагрузка распределяется неравномерно вследствие деформаций валов червяка и колеса, а также подшипников и корпуса передачи.

Расчет по напряжениям изгиба.

Расчет зубьев червячного колеса на изгиб аналогичен расчету зубьев цилиндрических косозубых колес. Вследствие дугообразной формы зубьев считают, что их прочность на изгиб примерно на 40% выше, чем зубьев цилиндрических косозубых колес.

При среднем значении делительного угла подъема линии витка $Y \approx 10^\circ$ коэффициент

$$Y_\beta = 1 - Y/140^\circ = 1 - 10^\circ/140^\circ = 0,93 \text{ и } T_n = T \cos Y = 0,98 T.$$

С учетом этих поправок получается формула проверочного расчета червячных передач по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = 0.7 Y_F \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m_n} \leq [\sigma_F] \quad (3.18)$$

где σ_F – расчетное напряжение изгиба в опасном сечении зубьев червячного колеса; Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса, который выбирают в зависимости от эквивалентного числа зубьев

Планетарными зубчатыми передачами называются механизмы, оснащённые зубчатыми колёсами с подвижными осями вращения. Неподвижные звенья получили название основных, а подвижные – сателлитов. Существует множество схем построения планетарных механизмов. В их обозначении указывают основные элементы: центральные колеса маркируются буквой «к», водило – буквой «h». Например, обозначение 2k-h соответствует простейшей схеме, включающей солнечное и коронное колесо и водило, а 3k – более сложной конструкции, содержащей солнечное колесо, подвижное и неподвижное коронные колеса. Сателлиты в условных обозначениях не отражаются.

Рассмотрим наиболее распространённую и простую схему 2k-h (рис. 3.4, а, б).

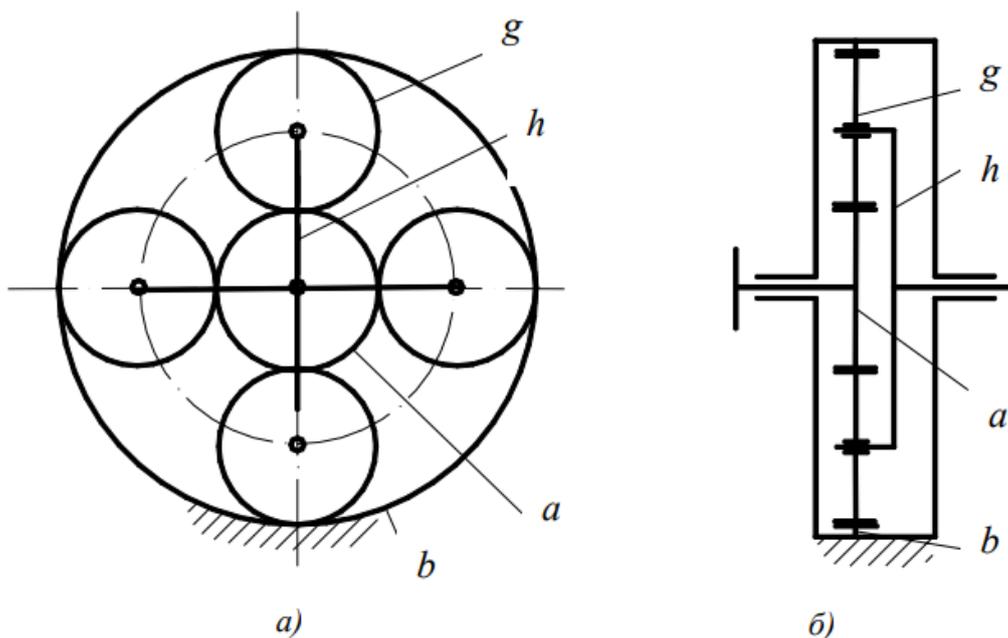


Рис. 3.4. Схема планетарной передачи $2k-h$

Если зафиксировать коронное колесо b , движение может передаваться либо от солнечного колеса a к водилу h , либо в обратном направлении – от водила h к солнечному колесу a . При неподвижном солнечном колесе a передача движения возможна между коронным колесом b и водилом h в обоих направлениях. При этом профиль зубьев может быть выполнен по удлинённой или укороченной эвольвенте.

Если ни одно из звеньев не зафиксировано, то механизм теряет однозначность движения и приобретает две степени свободы, превращаясь тем самым в дифференциальный механизм. Такой механизм позволяет суммировать движения двух входных звеньев или раскладывать движение одного звена на два составляющих. Например, можно одновременно вращать солнечное и коронное колёса, а результирующее движение, равное их сумме, будет реализовано на водиле. Обозначения передаточных отношений планетарных передач включают верхний и нижние индексы, например: верхний индекс указывает остановленное звено (в данном случае – коронное колесо), а нижние индексы определяют направление передачи движения (от солнечного колеса к водилу). Конструкция планетарного механизма типа $2k-h$ показана на рис. 3.5, а, б.

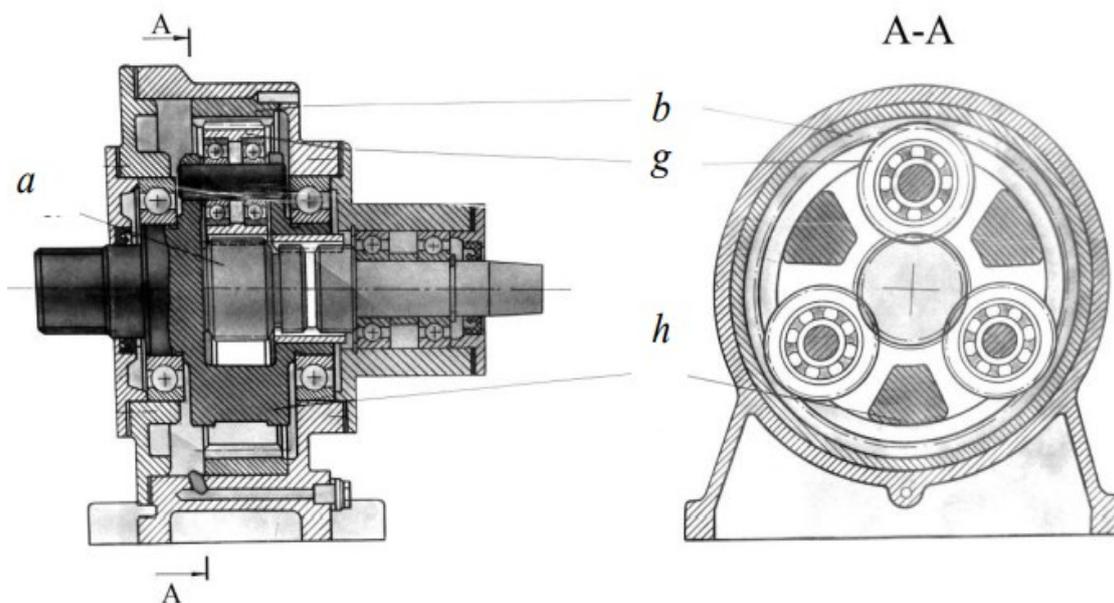


Рис. 3.5. Конструкция планетарного редуктора

К основным преимуществам планетарных передач относятся:

1. Высокая кинематическая универсальность, поскольку одна и та же планетарная передача может выполнять функции редуктора с постоянным передаточным отношением (например, при закреплённом коронном колесе), многоскоростной коробки передач (при последовательном фиксировании разных звеньев) и дифференциального механизма для сложения или разложения движений.

2. Значительное уменьшение массогабаритных параметров по сравнению с обычными зубчатыми редукторами – до 2–4 раз. Это обусловлено следующими особенностями:

а) многопоточностью передачи мощности – нагрузка распределяется между несколькими сателлитами, что снижает удельную нагрузку на каждое зацепление и позволяет уменьшить габариты деталей (например, солнечного колеса и сателлитов);

б) симметричной конструкцией, при которой силы в зацеплениях взаимно уравновешиваются, что снижает нагрузку на подшипники и позволяет использовать более компактные опоры;

в) применением внутреннего зацепления, которое имеет более высокую несущую способность по сравнению с внешним зацеплением, используемым в обычных зубчатых передачах.

3. Планетарные передачи позволяют получать большие передаточные отношения, хотя некоторые из таких схем отличаются пониженным КПД. Поэтому выбор конкретной схемы должен проводиться с учётом энергоэффективности.

4. Одним из важных достоинств является возможность реализации функций сложения и разделения потоков движения, а также изменения передаточного отношения путём торможения того или иного элемента. Недостатками данных передач являются повышенные требования к точности изготовления, увеличенное количество деталей и сложность сборки.

Следует учитывать, что компактность и легкость планетарных механизмов становятся их реальным достоинством только при условии равномерного распределения нагрузки между всеми сателлитами, что, в свою очередь, предъявляет повышенные требования к точности изготовления деталей и качеству сборки механизма.

Принцип функционирования волновых передач заключается в использовании волновой деформации одного из элементов для преобразования движения. Волновая передача стаканного типа включает жесткое коронное колесо b с внутренним зубчатым венцом, гибкое колесо a с наружными зубьями и водило h , оснащенное катками. Зубчатые модули обоих колес совпадают, однако количество зубьев у них различно: у гибкого колеса их на два меньше, чем у жесткого. До начала сборки гибкое колесо имеет цилиндрическую форму с меньшим делительным диаметром по сравнению с жестким колесом. После установки водила с катками внутри гибкого колеса его форма становится эллиптической. При этом большая полуось эллипса совпадает с положением водила, обеспечивая контакт в двух зонах под катками, а по малой оси образуется радиальный зазор между зубчатыми венцами.

На рис. 3.6, а, б представлена схема волновой передачи стаканного типа, включающая генератор волн в виде водила h , гибкое колесо a и коронное колесо b .

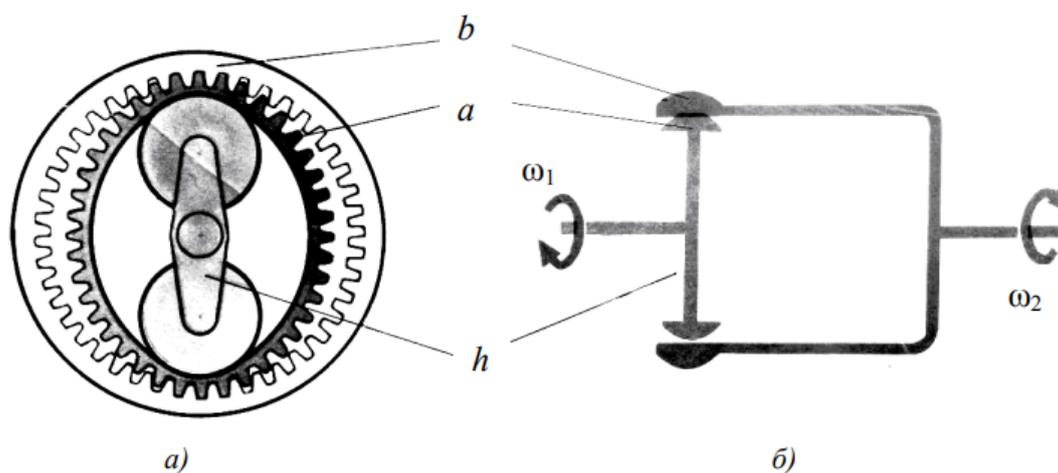


Рис. 3.6. Схема волновой передачи стаканного типа

На рис. 3.7, а, б изображена конструкция волновой передачи, в которой генератором волн служит гибкий подшипник, установленный на овальном кулачке.

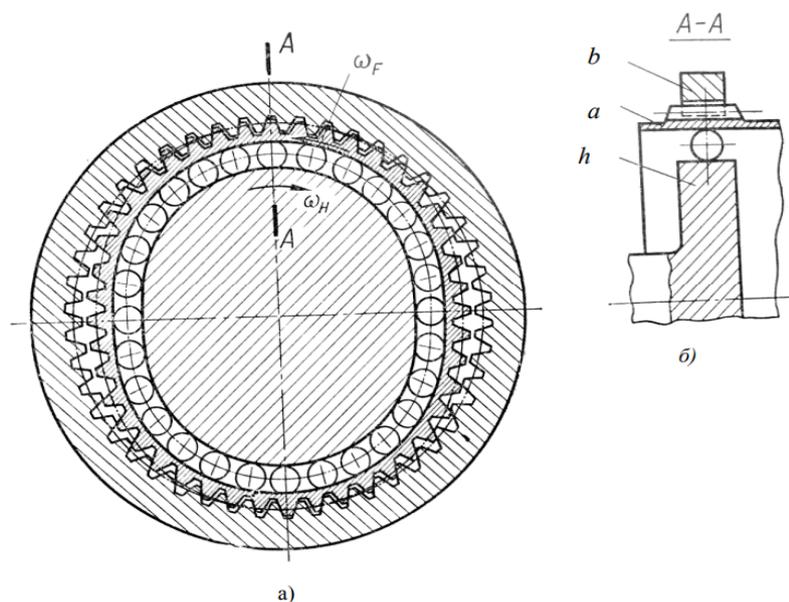


Рис. 3.7. Конструкция волновой передачи с генератором волн в виде гибкого подшипника

В последние годы значительное внимание уделяется разработке и исследованию механизмов, в которых вместо традиционного зубчатого зацепления применяется новый тип взаимодействия – через периодические дорожки качения и промежуточные тела (шарики или ролики), находящиеся в постоянном контакте с рабочими поверхно-

стями звеньев. Это позволяет реализовать многоточечное зацепление. Такие механизмы не сводятся к простому замещению зубьев шариками или роликами, поскольку последние обладают несколькими степенями свободы и формируют устройства новой конструкции, имеющие уникальные функциональные возможности. Чаще всего они рассматриваются как волновые передачи с промежуточными телами качения (ВП ПТК), где роль гибкого элемента выполняет цепочка промежуточных звеньев, каждое из которых совершает волновое перемещение относительно жестко установленного колеса.

Волновая передача с промежуточными телами качения (см. рис. 3.8) состоит из приводного вала с эксцентриком (генератора волн) 1, сепаратора 2, тел качения 3 и неподвижного венца кулачковых секторов 4.

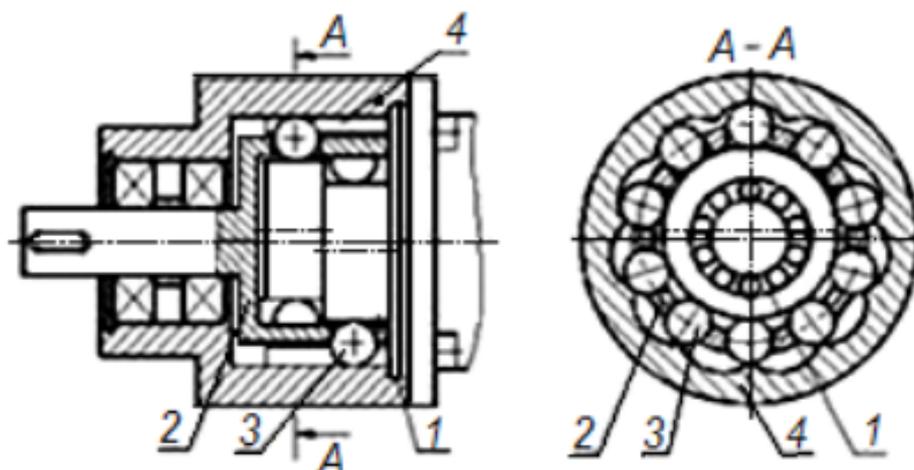


Рис. 3.8. Волновая передача с промежуточными телами качения

Эксцентриковый вал 1, совершая вращательное движение, обеспечивает радиальное перемещение тел качения 3 внутри пазов сепаратора 2. Это приводит к формированию подвижной «волны», распространяющейся по цепочке разделённых тел качения, что является функциональным аналогом гибкого элемента, используемого в классических волновых передачах. При контакте тел качения с рабочими поверхностями зубчатого венца кулачковых секторов 4 происходит вращение несущего сепаратора при неподвижном венце или вращение венца при зафиксированном сепараторе. Установка двух или трёх рядов тел качения на одном генераторе позволяет значительно увеличить нагрузочную способность передачи. За один полный оборот эксцентрикового вала венец поворачивается на угол, соответствующий

одному кулачковому сектору. Если венец заторможен, то передаточное отношение передачи равно $i = z$, а если неподвижен сепаратор – $i = z + 1$, где z представляет собой количество тел качения.

Основные технические характеристики и преимущества волновой передачи с промежуточными телами качения (ВП ПТК):

- высокое передаточное отношение. Диапазон значений для одноступенчатых редукторов достигает 60; у двухступенчатых – до 3500; у многоступенчатых – свыше 1 000 000 (см. таблицу X);

- большой крутящий момент на выходном валу, высокая перегрузочная способность и повышенная жёсткость звеньев. При передаточном числе 50 на одной ступени в зацеплении одновременно находится до 25 тел качения, что даёт возможность передавать крутящие моменты в 5–10 раз большие, чем у зубчатых передач, выдерживать многократные кратковременные перегрузки и работать практически без упругих деформаций, сохраняя малые массогабаритные показатели;

- компактная конструкция. По сравнению с обычными зубчатыми передачами, при одинаковых значениях момента и передаточного отношения, ВП ПТК имеет габариты, меньшие в 2–6 раз, в зависимости от исполнения (см. рисунок Y);

- высокий КПД, находящийся в пределах 0,8–0,9, а в моделях специального исполнения – до 0,97;

- низкий момент инерции и высокая динамичность. Во вращении участвует только эксцентриковый вал, имеющий малую массу и диаметр. Поэтому суммарный момент инерции всех подвижных частей сопоставим с моментом инерции двигателя, что позволяет реализовать быстрый запуск, остановку и динамическое реверсирование;

- малый угловой люфт. Благодаря высокой жёсткости кинематических связей, общий угловой зазор при номинальной нагрузке составляет: не более $0,05^\circ$ для особо точных исполнений и до $0,8^\circ$ – для стандартных;

- сниженный уровень вибраций. Конструкция состоит из нескольких волновых модулей, смещённых относительно друг друга, что обеспечивает уравновешенность масс и компенсирует ошибки изготовления и сборки;

- долговечность и надёжность. ВП ПТК отличается простой конструкцией, прочностью и длительным сроком службы. Использование

пластичной смазки исключает необходимость контроля её уровня и снижает эксплуатационные расходы. Применение перманентной смазки позволяет создавать полностью необслуживаемые механизмы с ресурсом работы до 15 лет.

Особенное преимущество данной передачи заключается в её высокой износостойкости, обусловленной отсутствием трения скольжения. По сути, она представляет собой конструкцию, аналогичную подшипнику с волнообразной беговой дорожкой. По сравнению с червячными передачами, волновая передача демонстрирует значительно лучшие показатели по удельному крутящему моменту на единицу массы, точности работы, плавности хода и долговечности. Например, использование роликовых волновых редукторов вместо червячных при одинаковых нагрузках и скоростях позволило снизить массу привода в 4 раза, уменьшить габариты в 2 раза, сократить потребляемую мощность электродвигателя в 1,9 раза, увеличить гарантированный срок безотказной работы в 12 раз и продлить общий срок службы в 2,5 раза. Волновые передачи с промежуточными звеньями уже доказали свою надёжность и эффективность, успешно применяются в различных отраслях промышленности и могут быть рекомендованы к применению в мехатронных модулях и робототехнических системах.

На сегодняшний день среди механизмов преобразования вращательного движения наибольшее распространение получили циклоидальные планетарные передачи и редукторы, построенные на их основе. По сравнению с волновыми редукторами, циклоидальные планетарные механизмы обладают рядом преимуществ в части жёсткости конструкции, момента инерции и компактности, что связано с их структурными особенностями:

- в таких передачах отсутствуют гибкие элементы, что обеспечивает более высокую жёсткость по сравнению с волновыми;
- используется внутреннее циклоидальное зацепление, часто называемое цевочным.

Как известно, эвольвентный профиль зуба формируется как траектория точки прямой линии, катящейся без проскальзывания по неподвижной окружности. При внешнем циклоидальном зацеплении (см. рис. 3.9) профиль зубьев малого колеса повторяет форму окружности, а сам зуб выполняется в виде цилиндрического выступа – цев-

ки 1. Профиль зубьев большого колеса очерчивается по эквидистантам эпициклоидальных кривых 2.

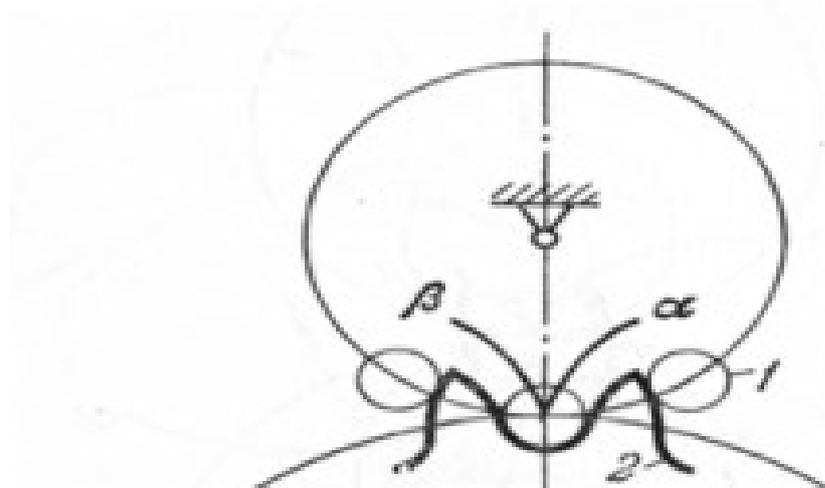


Рис. 3.9. Схема циклоидального внешнего зацепления

Циклоидальными кривыми (их также называют рулетками или трохоидами) принято называть семейство кривых, описываемых фиксированной точкой окружности или точкой, связанной с этой окружностью, при её качении без скольжения по другой окружности или прямой линии. Согласно теореме Камуса, профили, построенные на основе циклоидальных кривых, могут быть взаимооггибаемыми и сопряженными, что позволяет использовать их для формирования рабочих поверхностей зубчатых колёс.

К основным достоинствам циклоидальных передач относятся:

- снижение износа благодаря использованию выпукло-вогнутого зацепления;
- увеличенный коэффициент перекрытия по сравнению с эвольвентными передачами;
- возможность изготовления шестерни (трибы) с меньшим числом зубьев без подрезания;
- уменьшенная скорость скольжения между профилями зубьев.

Недостатками данных передач являются более сложная форма режущего инструмента, что повышает стоимость производства, а также повышенная чувствительность к погрешностям монтажа, особенно к изменениям межосевого расстояния, которое влияет на передаточное отношение.

Циклоидальное зацепление с внутренним расположением зубьев обеспечивает более высокую степень контакта по сравнению с

эвольвентным типом, что положительно сказывается на несущей способности передачи – она примерно вдвое превышает аналогичный показатель у эвольвентных зацеплений. Циклоидальные планетарные редукторы имеют конструктивное исполнение, соответствующее схеме эксцентриковых планетарных механизмов. В отличие от стандартных передач типа $2k-h$ и $3k$, где входным элементом служит солнечная шестерня, в циклоидальных редукторах движение подается на эксцентрик (кривошип) h . На этом эксцентрике свободно установлено планетарное колесо (сателлит) g , взаимодействующее внутренним зацеплением с неподвижным коронным колесом b . Благодаря такой компоновке диаметр сателлита может быть приближен к диаметру коронного колеса.

Особенность внутреннего цевочного зацепления проявляется при размещении зубчатых профилей на окружностях, смещенных относительно центроид – так называемое внецентроидное зацепление. Это позволяет реализовать передачу, у которой разница чисел зубьев коронного колеса и сателлита равна единице. При этом количество пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении, возрастает до двух третей от общего числа зубьев сателлита, что повышает нагрузочную способность, жёсткость и точность передачи.

Высокая компактность циклоидальной передачи и меньший момент инерции эксцентрикового вала и самого эксцентрика по сравнению с волновой передачей обеспечивают снижение суммарного момента инерции всего механизма. Также использование разницы чисел зубьев, равной единице, позволяет получить максимально возможное передаточное отношение при заданных габаритах и числе зубьев коронного колеса – оно в два раза больше, чем у волновой передачи. Выходным движением передачи (рис. 3.10) является переносное движение сателлита, которое можно снимать с помощью механизма параллельных кривошипов. Для этого в диске сателлита, ближе к его ободу, предусматриваются отверстия под пальцы кривошипа. Расстояние между осью сателлита и осью отверстий в диске равно расстоянию между осью выходного звена и осями пальцев кривошипа. Диаметры отверстий делаются больше диаметров пальцев как минимум на двойную величину эксцентриситета эксцентрика.

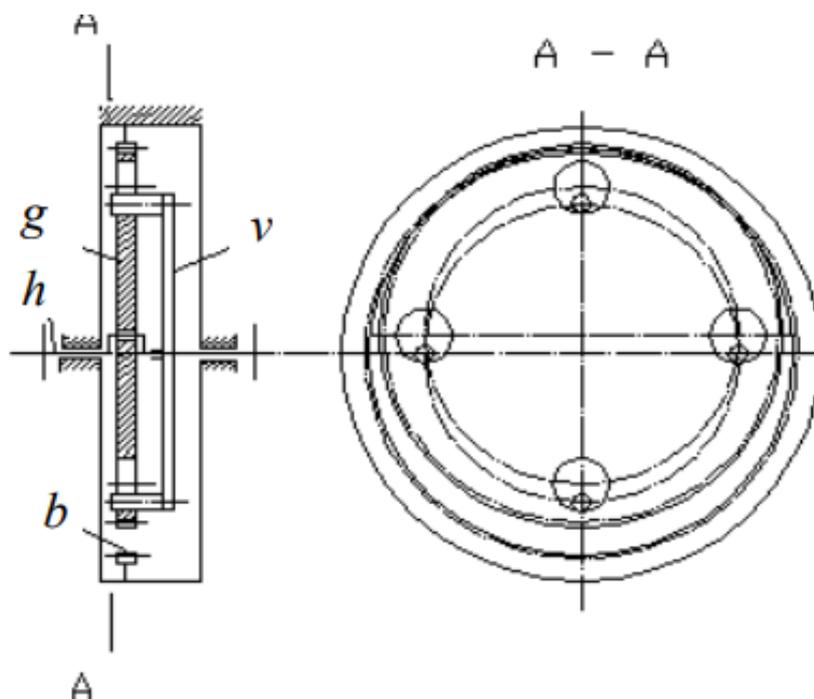


Рис. 3.10. Схема циклоидальной передачи внутреннего зацепления

Однако передача, изображённая на рис. 3.10, имеет существенный недостаток – неуравновешенная центробежная сила сателлита, которая пропорциональна квадрату угловой скорости эксцентрика и имеет вращающийся вектор. Для компенсации этой силы применяются два сателлита, установленные на противоположных эксцентриках, как это представлено на рис. 3.11. Тем не менее, в плоскости вращения остаётся неуравновешенным момент, создаваемый парой центробежных сил, что вызывает определённую виброактивность редуктора.

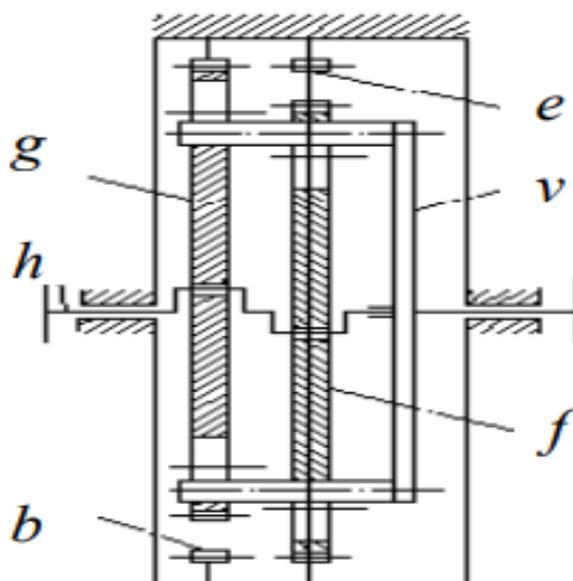


Рис. 3.11. Схема двухступенчатого циклоидального редуктора

Конструкция циклоидального редуктора с двумя сателлитами и механизмом параллельных кривошипов представлена на рис. 3.12.

На рис. 3.12, а представлен общий вид редуктора, включающий входной вал 1 с эксцентриком (с роликами), два сателлита 2 с циклоидальным профилем зубьев, коронное колесо 3 с пальцами (втулками на пальцах), выходной вал 4 и корпус 5 устройства. На рис. 3.12, б изображены конструкции отдельных узлов и сборочных единиц данного редуктора. Распространение планетарных циклоидальных редукторов в составе мехатронных модулей и приводов робототехнических систем стало возможным благодаря разработке модифицированного варианта – редуктора типа RV (Rotating Vector).

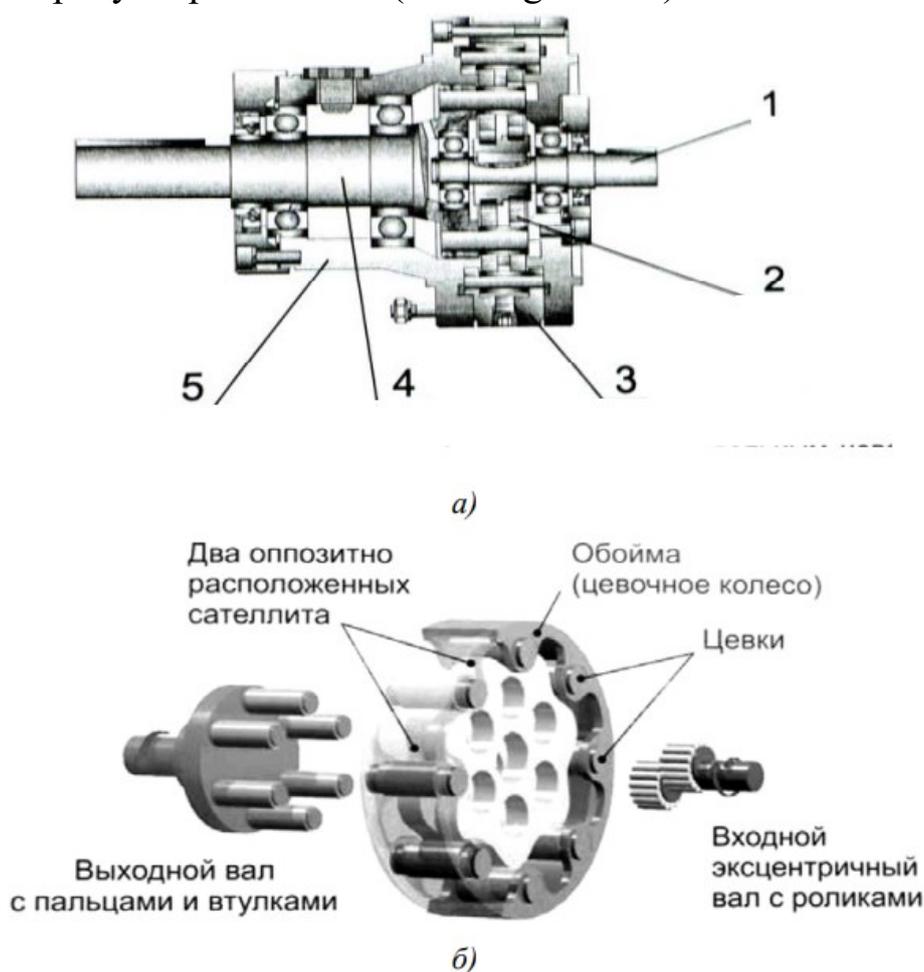


Рис. 3.12. Конструкция циклоидального редуктора с двумя сателлитами и механизмом параллельных кривошипов

В двухступенчатом редукторе RV (см. рис. 3.13) используются два сателлита, размещённых под углом 180° друг к другу и

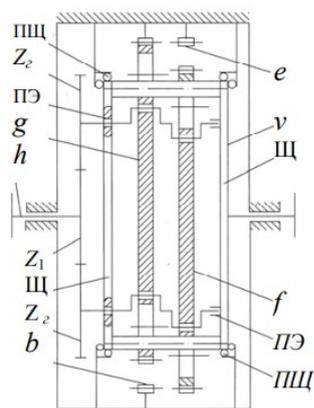


Рис. 17

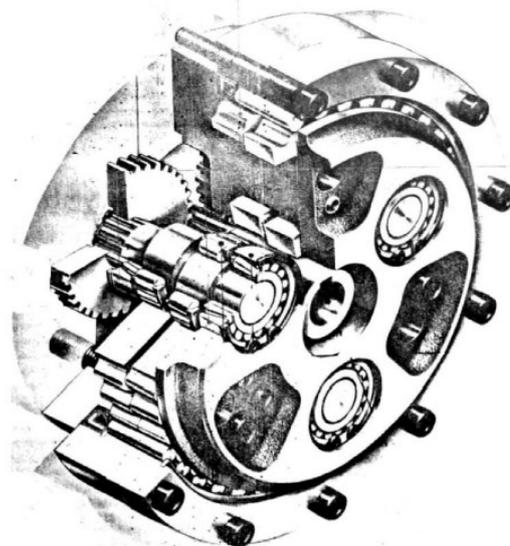


Рис. 3.13. Устройство RV редуктора

Конструктивные особенности редуктора RV следующие:

1. В отличие от традиционного циклоидального редуктора, где используется один центральный эксцентриковый вал (см. рис. 3.13), в данном случае движение сателлитам передается через три эксцентриковых вала, установленных по периметру дисков сателлитов (для наглядности на рис. 3.15 показаны только два из них).

2. Привод эксцентриковых валов осуществляется через трёхпоточную зубчатую передачу (на рисунке условно изображены два потока). ПЩ Z_г ПЭ g h Z₁ Щ Z_г b f ПЭ ПЩ e v Щ 26

3. Подшипниковые узлы эксцентриковых валов размещены в двух щеках Щ, которые, в свою очередь, установлены в корпусе редуктора на опорах ПЩ и соединены между собой болтами, проходящими через специальные отверстия в дисках сателлитов. Во время работы щёки совершают вращательное движение с угловой скоростью сателлитов и служат выходным элементом редуктора.

Достоинства редуктора RV заключаются в следующем:

1. Использование предварительной трёхпоточной зубчатой передачи по сравнению с обычным циклоидальным редуктором обеспечивает: а) расширение диапазона передаточных чисел за счёт изменения количества зубьев в предварительной передаче; б) уменьшение начального крутящего момента; в) снижение приведенного момента инерции на входном валу.

2. Применение трёх эксцентриковых валов вместо одного, при установке их в подшипниках щёк, даёт следующие преимущества:

а) исключает необходимость использования механизма параллельных кривошипов, функции которого переходят к щекам, установленным на подшипниках в корпусе;

б) повышает точность кинематики за счёт разделения мощностного потока на три параллельные линии, что приводит к усреднению и уменьшению суммарной погрешности;

в) снижает момент инерции, так как суммарный приведенный момент инерции трёх малогабаритных эксцентриков меньше, чем у одного крупногабаритного эксцентрика в стандартном циклоидальном редукторе;

г) уменьшает уровень вибраций за счёт сокращения радиальных и осевых биений при переходе к более компактным эксцентрикам по сравнению с классическим исполнением.

В настоящее время наибольшее распространение получили планетарные циклоидальные редукторы без механизма параллельных кривошипов, оснащённые как неподвижным, так и подвижным коронными колёсами (рис. 3.14, а, б).

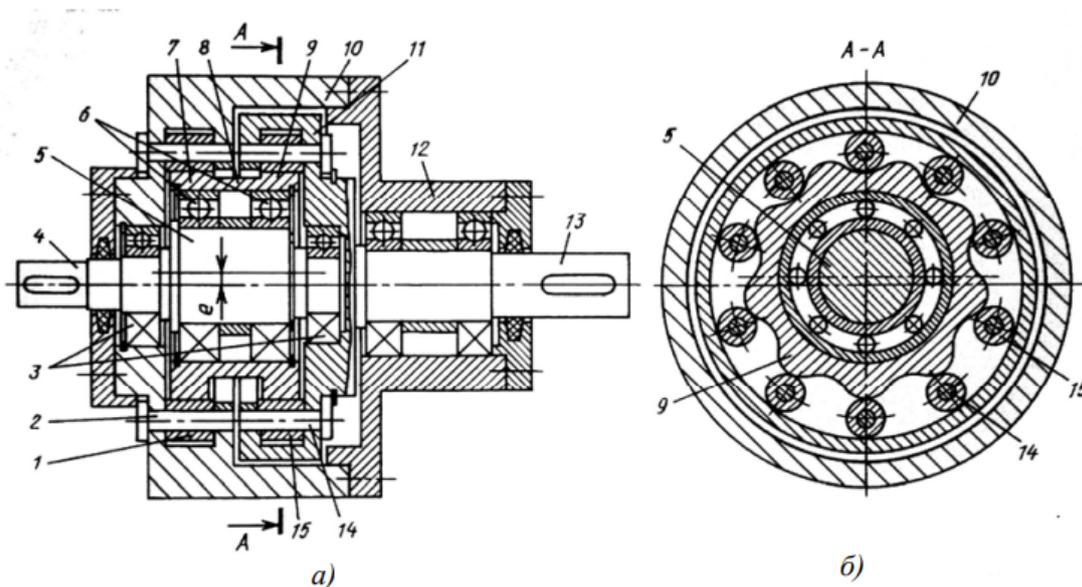


Рис. 3.14. Планетарный циклоидальный редуктор с неподвижным и подвижным коронными колёсами

Планетарный циклоидальный редуктор, оснащённый как неподвижным, так и подвижным коронными колёсами, включает в себя следующие элементы: цевки (ролики) 1 и 15, пальцы 2 и 14, подшипники входного вала 4, эксцентрик 5, подшипники сателлитов 6, блок

сателлитов 8, состоящий из двух жёстко соединённых зубчатых венцов 7 и 9, корпус 10, подвижное центральное колесо 11, крышку 12 и выходной вал 13. В процессе функционирования механизма сателлит 7 катится по внутренней поверхности неподвижного центрального колеса, которое одновременно служит каркасом всего устройства, вызывая вращение подвижного центрального колеса 11 вместе с выходным валом 13. Однако такие редукторы имеют меньшее передаточное отношение по сравнению с циклоидальными механизмами, оснащёнными параллельными кривошипами, а также с редукторами типа RV, что ограничивает их применение на практике.

3.3. Опорные узлы для валов в модулях вращательного движения

Для обеспечения вращения валов в модулях вращательного движения применяются различные типы опор: подшипники скольжения и качения, гидростатические и аэростатические опоры, а также современные магнитные подвесы, получившие развитие в последние годы.

Подшипник скольжения работает в режиме, при котором поверхность цапфы вала перемещается относительно рабочей поверхности самого подшипника.

Эти опоры способны воспринимать как радиальные, так и осевые нагрузки, действующие на вал. Надёжность работы всей машины во многом зависит от качества исполнения и состояния подшипников скольжения.

Конструктивно подшипник скольжения состоит из корпуса, вкладышей (втулок) и системы смазки. Рабочая часть вала, взаимодействующая с подшипником, называется цапфой. Форма рабочей поверхности подшипника, аналогично форме цапфы, может быть цилиндрической, конической или плоской. Если цапфа размещена на конце вала, её называют шипом, а если внутри – шейкой (рис. 3.15).

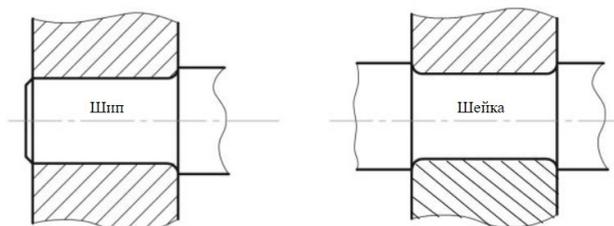


Рис. 3.15. Расположение опор в подшипнике скольжения

Главными компонентами подшипника скольжения являются корпус и вкладыш. Корпус может быть изготовлен как цельным, так и разборным. Устройство с разъемным корпусом предполагает соединение крышки и основания при помощи болтов, шпилек, винтов или клиньев. Корпус может быть выполнен в виде отдельной детали, изготовленной литьём или сваркой, и крепится к конструкции оборудования (рис. 3.16). Чтобы снизить воздействие боковых усилий на крепёжные элементы, возникающих при эксплуатации, между крышкой и основанием должны быть предусмотрены специальные направляющие поверхности.

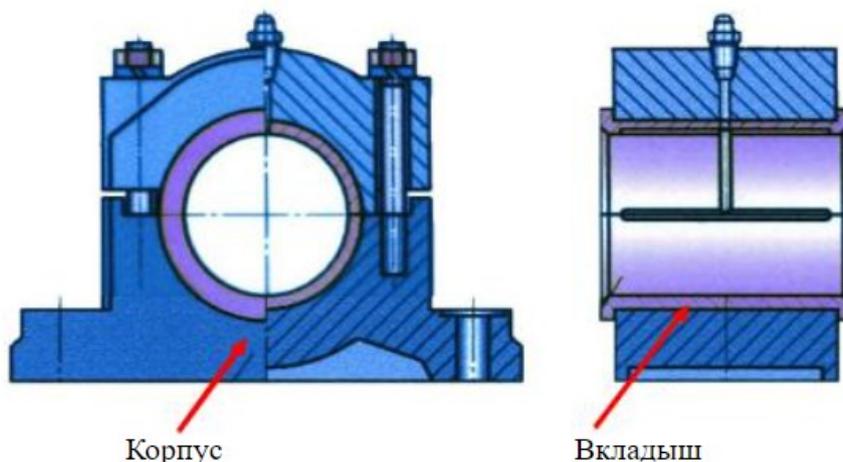


Рис. 3.16. Устройство подшипника скольжения

Корпус подшипника может быть изготовлен как отдельная деталь, выполненная методом литья или сварки, и крепящаяся затем к основному корпусу узла. Для снижения поперечных нагрузок, возникающих при функционировании механизма, в конструкции крышки и основания предусматриваются координирующие поверхности. Вкладыши могут иметь регулируемый либо фиксированный зазор, а также обеспечивают образование одного или нескольких масляных клиньев в процессе работы за счёт формы втулок и конструкции вкладышей. При работе подшипника скольжения неизбежно возникает трение, для компенсации которого применяются три различных способа смазывания. Выбор подходящего метода зависит от характера трения и условий его возникновения. Трение проявляется с момента запуска оборудования, продолжается в процессе разгона вала и сохраняется до полной остановки устройства. Первый тип – граничное смазывание – используется на поверхностях, находящихся в непосредственном кон-

такте. Оно предотвращает износ при пуске и в статичном состоянии посредством тонкой масляной пленки толщиной около 0,1 мкм. Второй тип – полужидкостное смазывание – необходим при увеличении частоты вращения, когда между валом и подшипником начинает формироваться гидродинамическая подъемная сила. Третий тип – жидкостное смазывание – применяется при высоких скоростях вращения, полностью разделяя рабочие поверхности цапфы и вкладыша, что исключает их непосредственное взаимодействие и износ. Без применения смазочных материалов эффективность подшипников скольжения значительно снижается даже при малых оборотах. Подбор смазки осуществляется с учетом режима работы подшипника, требуемого типа смазывания и внешних условий. Чаще всего используются смазки консистентные, жидкие и сухие.

Подшипники скольжения нуждаются в различных типах смазки: для маслonaправляющих узлов и циркуляционных систем требуется термостойкая смазка, тогда как в герметичных моделях применяется смазочный материал, закладываемый один раз на весь срок службы. В таких случаях оптимальным решением будет использование консистентной смазки. В открытых подшипниках предусмотрена возможность периодического пополнения смазочного материала. Некоторые конструкции оснащены специальными каналами, через которые можно удобно и чисто добавлять новую порцию смазки. Преимущество консистентных смазок заключается в их устойчивости к перепадам температур, возникающим при интенсивном трении. При температурном диапазоне от -40 до +200 °С применяется силиконовая смазка, которая хорошо справляется с высокими радиальными нагрузками. Силикон обеспечивает герметизацию мелких зазоров, препятствуя проникновению внутрь механизма влаги и пыли.

Смазочный материал, обладающий способностью сохранять свои свойства в еще более широком температурном диапазоне и при значительных перепадах – это пластичная смазка с добавлением графита (10%). Такой состав рекомендован к применению в узлах, испытывающих высокие нагрузки и воздействие внешней среды. Графитовая смазка устойчива к влаге, не смывается водой со временем и идеально подходит для механизмов, эксплуатируемых в условиях повышенной влажности. Диапазон рабочих температур составляет от -20 до +600 °С. Наиболее морозостойкой считается пигментная смазка,

получаемая загущением кремнийорганической основы специальным пигментом. Пигмент, входящий в состав смазочного материала, определяет его ключевые эксплуатационные характеристики. Синий цвет указывает на способность сохранять работоспособность при температурах до $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$, красный свидетельствует о жаростойкости до $+250\text{ }^{\circ}\text{C}$, а зеленый цвет говорит об экологической безопасности смазки.

Преимущества подшипников скольжения:

- обеспечивают высокую долговечность при использовании в быстроходных механизмах; обладают хорошей сопротивляемостью вибрационным и ударным нагрузкам;
- характеризуются бесшумной работой; отличаются небольшими радиальными габаритами;

Недостатки подшипников скольжения:

- требуют постоянного контроля состояния смазочного вещества и могут быть склонны к перегреву;
- имеют увеличенные осевые размеры; в момент запуска или при недостаточной смазке наблюдается повышенное трение;
- нуждаются в большом объеме смазочного материала, его фильтрации и охлаждении.

Подшипники скольжения находят применение во многих областях машиностроения. Их применяют в тех случаях, когда использование подшипников качения невозможно или экономически нецелесообразно:

- для валов, работающих под действием ударных и вибрационных нагрузок;
- для валов больших диаметров;

Наибольшее распространение в технике получили подшипники качения, что связано с их рядом преимуществ:

- а) низкий коэффициент трения;
- б) устойчивость к недостатку смазки;
- в) взаимозаменяемость на международном уровне;
- г) доступная стоимость благодаря массовому производству.

К числу их недостатков относятся:

- а) слабое сопротивление ударным нагрузкам;
- б) невозможность работы на очень высоких скоростях (свыше 50000 об/мин), так как возрастают центробежные силы инерции;

в) снижение эффективности в загрязненной окружающей среде.
Основные виды подшипников качения:

- Шариковый радиальный (рис. 3.17). Самый распространенный и недорогой тип. Может воспринимать радиальные нагрузки и незначительные осевые (до 70% от радиальной нагрузки, которая не была полностью использована). Является наиболее часто используемым типом подшипников качения.

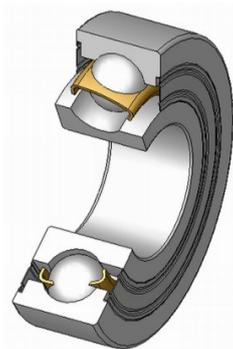


Рис. 3.17. Шариковый радиальный подшипник

- Шариковый сферический (рис. 3.18) – относится к самоустанавливающимся подшипникам. Способен выдерживать радиальные нагрузки, а также небольшие осевые усилия, не превышающие 20% от допустимой радиальной нагрузки. Используется в узлах, где возможно угловое или линейное смещение осей опор валов, а также при работе с длинными гибкими валами, склонными к значительному прогибу.

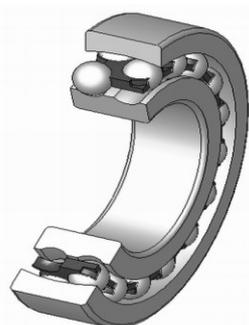


Рис. 3.18. Шариковый сферический подшипник

- Шариковый радиально-упорный (рис. 3.19) – предназначен для восприятия как радиальных, так и значительных осевых нагрузок. Обладает канавками увеличенной глубины; конструкция разъемная, что предполагает установку парами. Применяется в условиях, где осевые нагрузки имеют существенное значение.



Рис. 3.19. Шариковый радиально-упорный подшипник

- Роликовый цилиндрический (рис. 3.20) – работает исключительно с радиальными нагрузками. За счет линейного контакта тел качения с беговыми дорожками способен выдерживать большие по величине нагрузки. Предназначен для узлов, в которых отсутствуют осевые усилия.

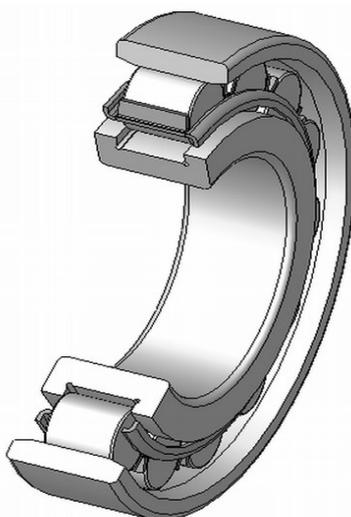


Рис. 3.20. Роликовый цилиндрический подшипник

- Роликовый сферический (рис. 3.21) – относится к самоустанавливающимся подшипникам. Может воспринимать очень высокие радиальные и значительные осевые нагрузки. Используется аналогично цилиндрическому роликовому типу (рис. 3.20), но в условиях повышенных нагрузок.

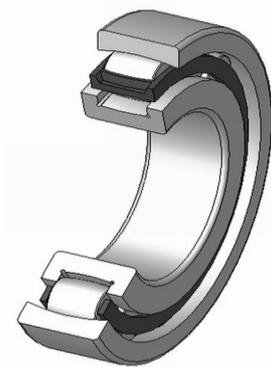


Рис. 3.21. Роликовый сферический подшипник

- Роликовый конический (рис. 3.22) – универсальный подшипник, способный работать под действием больших радиальных и осевых нагрузок. Конструктивно выполнен как разъемный тип, устанавливается попарно. При изнашивании возможна регулировка осевого зазора с помощью набора регулировочных прокладок под крышками или с использованием регулировочных гаек. Особенно рекомендован для применения в конических зубчатых передачах.

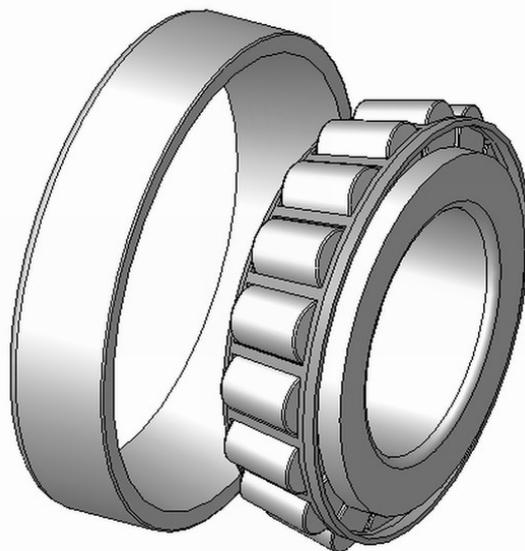


Рис. 3.22. Роликовый конический подшипник

- Игольчатый (рис. 3.23) – предназначен только для работы с радиальными нагрузками. Отличается компактностью в радиальном направлении. Может быть выполнен без одной из обойм или вообще без них, сепаратор в конструкции отсутствует – иглы располагаются плотно друг к другу. Допускает меньшее число оборотов по сравнению с другими типами подшипников.



Рис. 3.23. Игольчатый подшипник

- Шариковые и роликовые упорные (рис. 3.24) – используются исключительно для восприятия осевых нагрузок. Устанавливаются в сочетании с подшипниками, которые обеспечивают восприятие радиальной составляющей нагрузки.

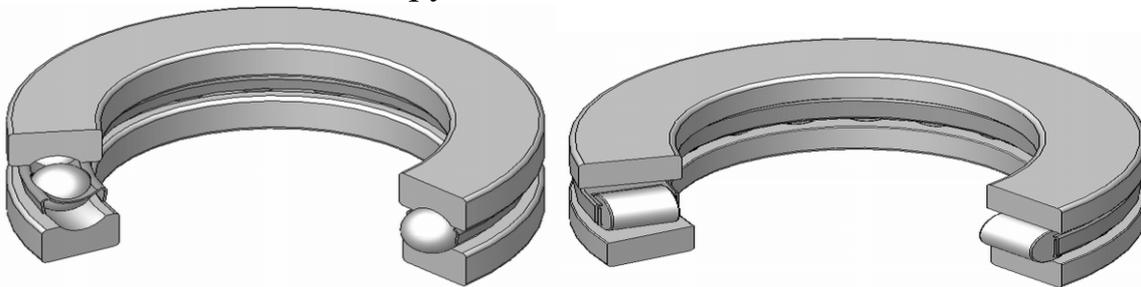


Рис. 3.24. Шариковый и роликовый упорные подшипники

Материалы и термообработка подшипников качения

Кольца и тела качения подшипников изготавливаются из высокоуглеродистой стали с высоким содержанием хрома марки ШХ-15, которая закаливается до высокой твердости HRC 50–66. После термической обработки сталь данной марки обладает отличными механическими характеристиками, сохраняя при этом достаточную пластичность и ударную вязкость, что предотвращает хрупкое разрушение.

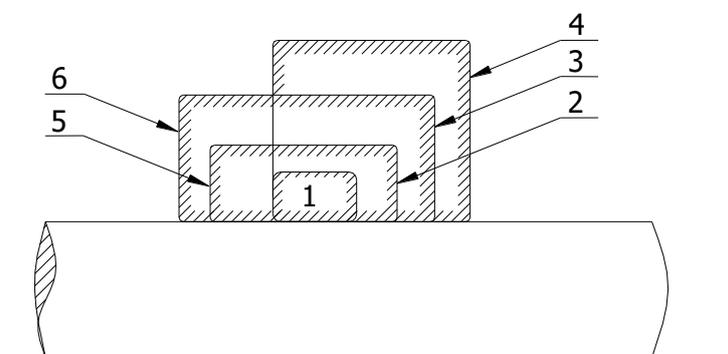
Точность производства и выбор посадок для подшипников качения

Для колец и тел качения устанавливаются классы точности не ниже первого. Обычные подшипники изготавливаются с нормальной точностью, обозначаемой цифрой 0 (указание класса на деталях отсутствует). При необходимости работы на повышенных и высоких скоростях используются подшипники более высоких классов точности: 6 – повышенная, 4 – высокая, 2 – сверхвысокая (класс указывается на торцевых поверхностях колец). Цена на прецизионные подшипники значительно превышает стоимость стандартных моделей. При

монтаже подшипников на валы и в корпуса применяются переходные посадки. Если вращается вал, то для его шейки рекомендуются поля допусков $m6$, $k6$ или $js6$, а для отверстий в корпусе – $H6$ или $H7$. В случае, когда вращение осуществляется через корпус при неподвижном валу или оси, на валу применяются допуски $h6$ или $h8$, а в корпусе – $M7$, $K7$ или $Js7$. Чрезмерно плотные посадки затрудняют сборку и разборку узла, могут вызвать заклинивание тел качения, поэтому их применение нецелесообразно. Слишком свободные посадки не обеспечивают надежной фиксации колец подшипника от проворачивания.

Обозначение подшипников качения

Для одного и того же диаметра вала предусмотрено несколько серий подшипников, отличающихся габаритами колец и тел качения, а также способностью воспринимать нагрузку. В рамках каждой серии подшипники одного типа взаимозаменяемы на международном уровне. В соответствующих стандартах регламентируются: маркировка подшипника, геометрические размеры, масса, предельное число оборотов, статическая грузоподъемность и показатель работоспособности. Диаметр шейки вала d , выраженный в миллиметрах, определяется как произведение двух крайних правых цифр номера на пять; третья цифра с правого края указывает серию подшипника; четвертая справа цифра обозначает его тип: отсутствие цифры или ноль соответствует шариковому радиальному подшипнику, единица – шариковому сферическому, двойка – роликовому цилиндрическому, ... семерка – роликовому коническому. Если присутствуют пятая и последующие цифры справа, они характеризуют конструктивные особенности конкретного типа подшипника.



Серии:

1. Особо легкая.
2. Легкая.
3. Средняя.
4. Тяжелая.
5. Легкая широкая.
6. Средняя широкая.

Кинематические особенности подшипников качения

Подшипник можно представить как планетарный механизм, допускающий два варианта вращательного движения:

- 1) вращение внутреннего кольца,
- 2) вращение наружного кольца.

Мгновенный центр скоростей (МЦС) находится в точке контакта тела качения с неподвижным кольцом. Построение плана скоростей позволяет установить, что при одинаковых угловых скоростях ω :

$$\frac{V_2}{2} > \frac{V_1}{2}, \text{ так как } V_2 = \omega R_2; V_1 = \omega R_1; R_2 > R_1.$$

Отсюда следует, что линейная скорость центра тела качения (сепаратора), а значит и угловые скорости вращения тел качения во втором случае больше, чем в первом, что приводит к увеличенному износу всех компонентов подшипника. При расчетах этот фактор учитывается специальным коэффициентом.

Расчёт и выбор подшипников качения

Статический расчёт применяется исключительно для подшипников, совершающих менее одного оборота, например, в поворотных кранах, грузоподъёмных крюках и аналогичных механизмах по выражению

$R < C_0$, где R – реакция опоры; C_0 – статическая грузоподъёмность подшипника (берётся из каталога).

Расчёт по динамической грузоподъёмности является основным методом оценки работоспособности подшипника.

Величина C – это паспортная динамическая грузоподъёмность подшипника (по каталогу), которая представляет собой постоянную нагрузку, которую изделие способно выдержать в течение 1 млн оборотов без проявления признаков усталости материала.

Динамическая грузоподъёмность связана с ресурсом L (в миллионах оборотов) следующим эмпирическим соотношением

$$L = (C / P)^p, \quad (3.19)$$

где P – эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник, $p = 3$ для шариковых подшипников и $p = 3,33$ для роликовых.

Ресурс работы в часах рассчитывается по формуле

$$L_h = 10^6 L / (60n), \quad (3.20)$$

где n – частота вращения подшипника, мин⁻¹.

Эквивалентная динамическая нагрузка для радиальных и радиально-упорных подшипников определяется выражением

$$P = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_T, \quad (3.21)$$

где F_r – радиальная нагрузка на опору; F_a – осевая нагрузка на опору;

V – параметр, определяемый характером вращения колец подшипника: при вращении внутреннего кольца $V = 1$, а при вращении наружного – $V = 1,2$.

X и Y – коэффициенты из справочных таблиц, отражающие способность конкретного типа подшипника воспринимать радиальные и осевые нагрузки (определяются по каталогам).

K_σ – коэффициент запаса прочности, зависящий от режима нагружения и степени ответственности узла (выбирается из диапазона 1,0...2,5 согласно справочным данным);

K_T – температурный поправочный коэффициент, принимаемый равным единице при температуре ниже 100 °С.

В практических расчетах, если задана требуемая долговечность подшипника в часах, необходимую динамическую грузоподъемность рассчитывают по формуле

$$C = \sqrt[p]{L_n 60n / 10^6}. \quad (3.22)$$

Для переменной нагрузки, представленной усредненным графиком, вычисляется приведенная эквивалентная динамическая нагрузка. Центробежные силы при малых и средних угловых скоростях имеют незначительное значение, однако с увеличением частоты вращения они резко возрастают и становятся основными факторами, ограничивающими максимально допустимое число оборотов подшипников данного типа. Особенно критично влияние центробежных сил на упорные шариковые подшипники, поскольку они усиливают износ сепараторов и повышают риск разрушения конструкции.

Помимо стандартных требований к работоспособности подшипников качения, к шпиндельным опорам предъявляются дополнительные требования, связанные с условиями функционирования шпиндельного узла и всего станка. К таким показателям относятся высокая точность вращения, повышенная радиальная и осевая жесткость, минимальное тепловыделение и низкая склонность к температурным деформациям.

Выбор посадки подшипников оказывает существенное влияние как на точность вращения шпинделя, так и на другие характеристики его работы. С увеличением натяга возможна деформация дорожек качения, но одновременно происходит компенсация погрешностей подшипника за счет их усреднения. Это усреднение усиливается после устранения зазора и при достижении определенного уровня натяга, что обосновывает целесообразность выбора соответствующих посадок.

Для станков классов точности Н и П рекомендуется применять посадку П1п для колец радиально-упорных шариковых подшипников и посадку Н1п для наружных колец роликовых подшипников типа 3182100. В прецизионных станках (классы точности В, А и С) следует обеспечивать гарантированный натяг при посадке не более 5 мкм.

Жесткость подшипников качения в первую очередь зависит от их типа, размера и величины предварительного натяга. Также на жесткостные характеристики влияют производственные отклонения. Например, отклонение от перпендикулярности торцевой поверхности кольца относительно его оси может понизить осевую жесткость в 2–2,5 раза; увеличенные зазоры в подшипнике значительно снижают как радиальную, так и осевую жесткость.

Предварительный натяг в подшипниках качения применяется с целью увеличения точности вращения валов и повышения их жесткости. При монтаже шариковые радиально-упорные и конические роликовые подшипники устанавливаются парами, обеспечивая требуемый преднатяг. В радиальных шарикоподшипниках преднатяг создается за счет осевого сдвига наружного кольца относительно внутреннего (рис. 3.25), для чего могут использоваться втулки разной длины между кольцами пары (рис. 3.25, б), предварительно обработанные по торцам кольца (рис. 3.25, а) или пружины, создающие необходимую осевую силу (рис. 3.25, в).

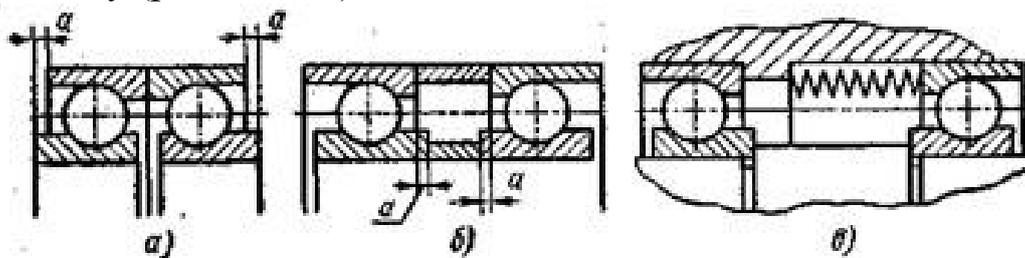


Рис. 3.25. Способы создания натяга в радиальных шариковых подшипниках

В двухрядных роликовых подшипниках модели 3182100 радиальный преднатяг формируется при помощи осевого перемещения подшипника на конической части шпинделя (рис. 3.26). Для поддержания оптимальной величины преднатяга такие подшипники могут быть оснащены специальными конструктивными элементами. Например, в подшипниках типа Гаме используются встроенные пружины (рис. 3.26, а), а в моделях Тимкен предусмотрена масляная камера с возможностью регулирования давления, что позволяет сохранять постоянное усилие натяжения вне зависимости от внешних факторов (рис. 3.26, б).

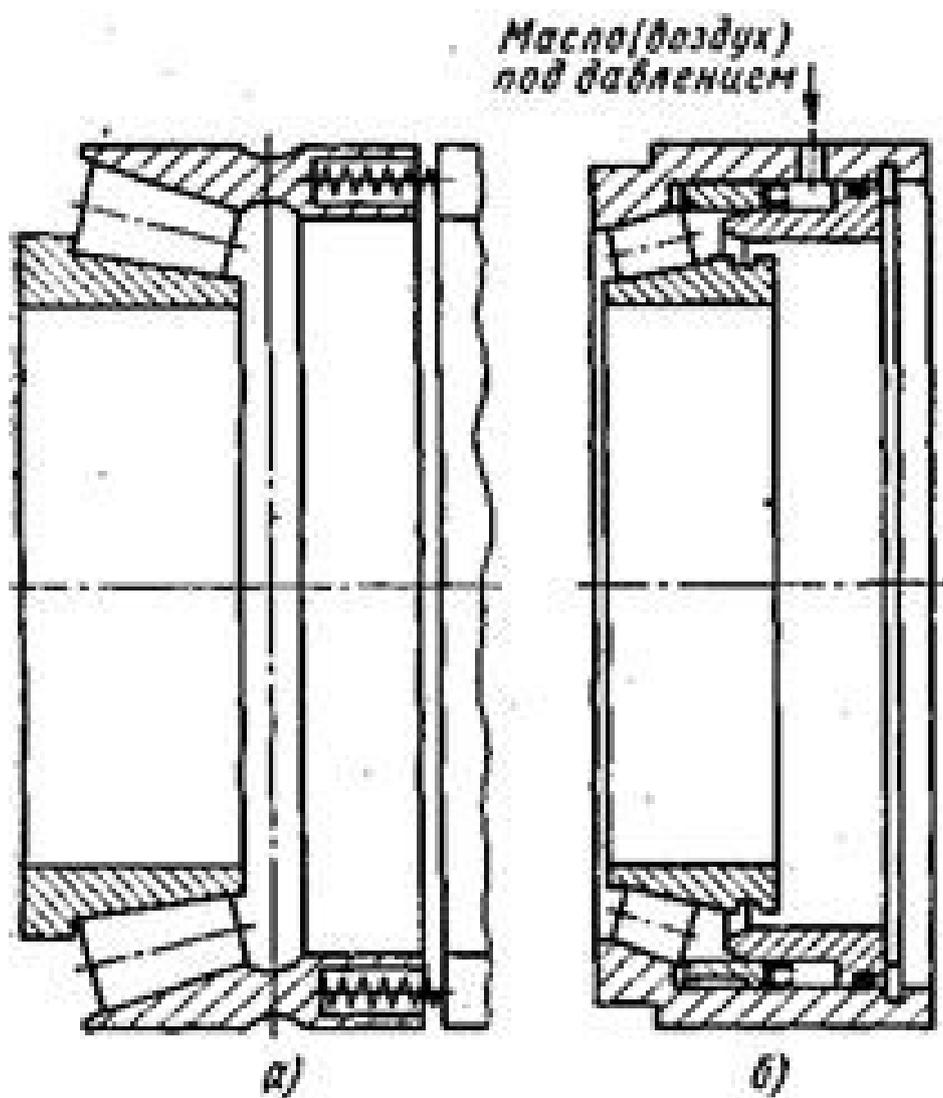


Рис. 3.26. Подшипники с регулируемым натягом

3.4. Механизмы преобразования движения в мехатронных модулях линейного перемещения

Передача типа *шестерня–рейка* состоит из зубчатой рейки и взаимодействующего с ней зубчатого колеса (рис. 3.27). Эта пара находится в постоянном зацеплении.

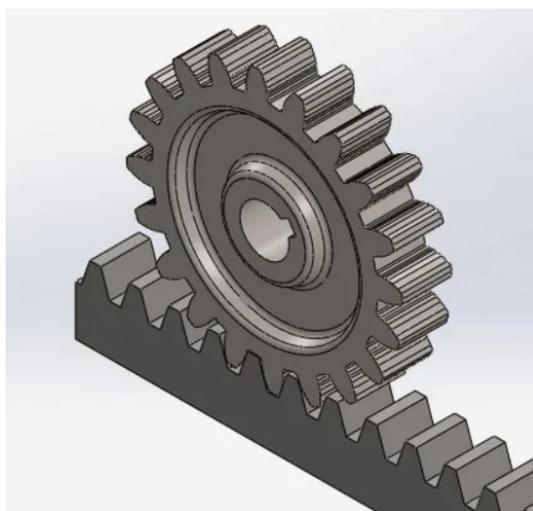


Рис. 3.27. Вид передачи шестерня-рейка

Зубчатое колесо и рейка могут выполнять функцию как ведущего, так и ведомого элемента передачи. Конструкция такой передачи отличается простотой изготовления и высокой надёжностью в эксплуатации. Кроме того, КПД реечной передачи достаточно велик и составляет 0,94–0,98. Её компоненты обычно производятся из недорогих углеродистых или легированных сталей. Основным её недостатком является передаточное число, равное единице, то есть отсутствует выигрыш в усилии. Главным геометрическим параметром является шаг зубьев рейки. Модуль передачи рассчитывается по формуле $m = D / z$, где m – модуль, D – делительный диаметр колеса, z – количество его зубьев. Обычно модуль принимает значения от 0,5 до 25 мм.

Передача винт–гайка применяется, прежде всего, для преобразования вращательного движения во вращательно-поступательное. Обратный процесс – превращение линейного перемещения во вращательное – практически не используется в силовых механизмах из-за невысокого значения коэффициента полезного действия. В качестве рабочих пар в передачах могут применяться как элементы скольжения (рис. 3.28, а), так и качения (рис. 3.28, б).

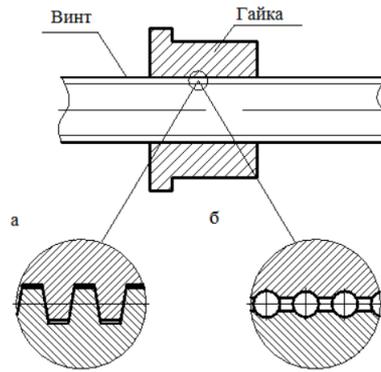


Рис. 3.28. Передачи винт-гайка: а – скольжения; б – качения

Конструктивные исполнения передач винт–гайка отличаются большим разнообразием. Наиболее распространены схемы, в которых гайка закреплена неподвижно, а винт одновременно вращается и перемещается поступательно. Однако существуют и такие конструкции, где гайка приводится во вращение, а винт совершает только линейное движение (например, в отдельных типах домкратов, прижимных устройствах, механизмах изменения вылета стрелы крана и т. п.). К основным преимуществам такой передачи можно отнести: возможность получения медленного линейного перемещения при высокой скорости вращения; значительное усиление усилия; высокую точность позиционирования; простую конструкцию; компактные размеры; возможность реализации эффекта самоторможения. Недостатком передач скольжения является повышенное трение, приводящее к большим энергетическим потерям и, соответственно, низкому КПД. У передач качения этот недостаток выражен слабо, однако их конструкция более сложна, а стоимость выше.

Скорость линейного перемещения гайки или винта (м/с) рассчитывается по формуле:

$$v = zPn / 60\,000, \quad (3.23)$$

где z – количество заходов резьбы; P – шаг резьбы, мм;

n – частота вращения винта или гайки, мин⁻¹.

Осевое усилие F_a (Н), создаваемое передачей, связано с крутящим моментом T (Н·м) следующим выражением:

$$F_a = 2 \times 10^3 \pi T \eta / (zP), \quad (3.24)$$

где η – коэффициент полезного действия передачи.

В предварительных расчётах рекомендуется принимать значения: для передачи скольжения $\eta = 0,25–0,35$; для передачи качения $\eta = 0,9–0,95$.

Выбор профиля резьбы в передачах скольжения зависит от требований к точности перемещений, эффективности работы и технологичности изготовления. Для повышения КПД таких передач применяются резьбы с уменьшенным приведённым коэффициентом трения. В мощных передачах скольжения, работающих при переменном направлении нагрузки, чаще всего используется стандартная трапецеидальная резьба. Параметры этой резьбы регламентируются следующими нормативными документами: ГОСТ 9484–81 (профиль резьбы), ГОСТ 24738–81 (диаметры и шаги однозаходной резьбы), ГОСТ 24739–81 (диаметры, шаги и заходы многозаходной резьбы), ГОСТ 24737–81 (основные размеры однозаходной резьбы). Трапецеидальную резьбу в основном диапазоне диаметров изготавливают с различной величиной шага – мелким, средним и крупным. В силовых механизмах чаще всего применяется резьба со средним шагом. Мелкий шаг используется в устройствах, где важна высокая точность позиционирования, например, в микрометрах, а крупный шаг – в условиях повышенного износа, когда передача плохо защищена от загрязнений. Для самотормозящихся механизмов предпочтительна однозаходная резьба, тогда как многозаходные варианты обеспечивают более высокую скорость перемещения. Упорная резьба применяется в узлах, подверженных значительным односторонним осевым нагрузкам. Стандарты на упорную резьбу определены ГОСТ 10177 – 82. Метрическая (треугольная) резьба находит применение в приборах и измерительных устройствах, где необходимы малые и точные перемещения, а КПД не играет решающей роли. Требования к метрической резьбе регламентированы следующими стандартами: ГОСТ 9150 – 2003 (профиль), ГОСТ 8724 – 2002 (диаметры и шаги), ГОСТ 16093 – 2004 (классы точности), ГОСТ 24705 – 2004 (основные размеры).

В передачах типа винт-гайка для увеличения износостойкости и снижения вероятности заедания гайки выполняются из материалов с антифрикционными характеристиками, а винты – из твёрдых сталей. Для изготовления винтов применяются низколегированные стали марок 65Г, 40Х, 40ХГ с закалкой до твердости не ниже 45 HRC и последующим шлифованием; также используются стали 40ХФА, 18ХГТ с азотированием, что позволяет минимизировать деформации после термообработки. В малоответственных и тихоходных механизмах могут применяться стали 30, 40, 45 и 50 по ГОСТ 1050 – 88 без дополни-

тельной термообработки. Гайки при низких скоростях вращения изготавливают из малооловянной бронзы Бр.ОбЦ6С3, безоловянной бронзы Бр.А9Ж3Л, а также из антифрикционных чугунов АЧВ – 1, АЧК – 1 или серых чугунов СЧ15 и СЧ20 по ГОСТ 1412 – 85.

Шариковая винтовая передача включает в себя винт и гайку, имеющие специальные винтовые канавки криволинейного профиля, служащие направляющими для шариков или роликов. Такая передача предназначена для преобразования вращательного движения во вращательно-поступательное. В качестве ведущего элемента может использоваться как винт, так и гайка. Наибольшее распространение в ходовых механизмах получили шарико-винтовые передачи (ШВП). Достоинства ШВП:

- высокий коэффициент полезного действия (до 0,98);
- большая осевая грузоподъёмность при компактных размерах;
- равномерное и точное линейное перемещение;
- длительный срок службы.

Недостатки:

- сложная конструкция гайки;
- требование высокой точности изготовления и защиты от загрязнений;
- отсутствие самоторможения.

Шариковинтовые передачи находят применение в различных механизмах, где требуется высокая точность и надёжность: исполнительные устройства, следящие системы, силовые передачи ответственного назначения (включая мехатронные модули, оборудование станкостроительной отрасли, роботизированные комплексы и другие области). Наиболее часто в таких передачах применяется резьба с полукруглым профилем, которая позволяет реализовать регулировку натяга в конструкции ШВП (см. рис. 3.29).

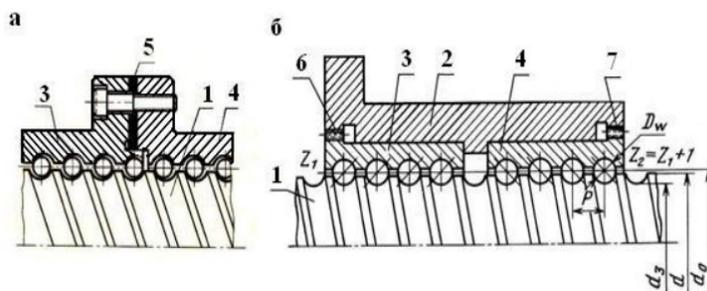


Рис. 3.29. Конструкция ШВП с регулируемым натягом: 1 – винт; 2 – корпус гайки; 3,4 – гайки; 5 – прокладки; 6,7 – зубчатые муфты

Установка предварительного натяга необходима для устранения осевого зазора между винтом и гайкой, увеличения жесткости передачи на ось и повышения точности линейных перемещений выходного элемента ШВП. В передачах с канавками полукруглой формы натяг обычно создается за счет использования двух гаек, установленных в общем корпусе и смещенных относительно друг друга по оси. Для обеспечения этого смещения между гайками могут устанавливаться прокладки (рис. 3.29, а) или осуществляется их взаимный угловой поворот (рис. 3.29, б). Связь каждой из гаек 3 и 4 с корпусом 2 осуществляется через зубчатые муфты 6 и 7, имеющие наружные зубья на фланцах и внутренние – в теле корпуса. Разница количества зубьев z_1 и z_2 муфт равна единице, что дает возможность точно регулировать положение одной гайки относительно другой при помощи малого поворота, обеспечивающего микроскопическое осевое смещение. Регулировка проводится вне винта, с использованием специальной оправки. Во время работы винта шарики катятся по резьбовым канавкам, вызывая поступательное движение гайки, после чего они выводятся из зацепления и через возвратный канал направляются обратно в начало пути, образуя замкнутую траекторию движения внутри гайки. Чаще всего используются схемы ШВП, в которых возвратный канал соединяет два смежных витка (см. рис. 3.30). Количество рабочих витков в гайке может составлять от одного до шести.

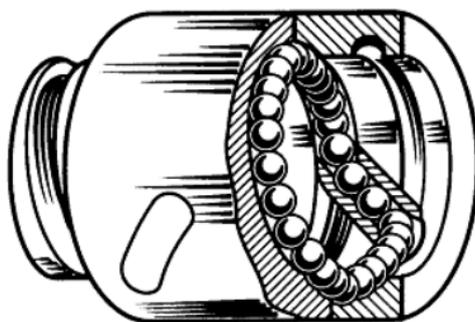


Рис. 3.30. Устройство возврата шариков

Для изготовления винтов применяют легированные стали марок ХВГ, 8ХВ, 20Х3МВФ; гайки изготавливают из сталей ШХ15, ХВГ, 18ХВГ, 12ХН3А. Шарикопрокат производится из хромистых сталей – ШХ15 и ШХ20СГ. При этом материалы винта, гайки и шариков должны об-

ладать поверхностной твердостью не ниже 61 HRC. Полости гайки заполняются пластичной смазкой ЦИАТИМ-201 или ЦИАТИМ-203 при сборке изделия. Геометрические и силовые параметры шарико-винтовых передач стандартизированы и определены в отраслевых нормативах (табл.3.2):

P – шаг резьбы;

D_w – диаметр шарика, который рассчитывается как $D_w = 0,6 \cdot P$;

z – количество заходов резьбы (чаще всего $z = 1$);

d_0 – номинальный диаметр резьбы;

d – наружный диаметр резьбы винта, вычисляемый по формуле $d = d_0 - 0,35 \cdot D_w$;

d_3 – внутренний диаметр резьбы винта, определяемый как $d_3 = d_0 - 1,012 \cdot D_w$;

ψ_0 – угол подъема винтовой линии на диаметре d_0 , который находится по выражению:

$$\psi_0 = \arctg[P \cdot z / (\pi \cdot d_0)].$$

$S_{\alpha 0}$ – это статическая грузоподъемная способность, представляющая собой осевую нагрузку, приложенную центрально, которая приводит к расчетному контактному напряжению в зоне взаимодействия шариков и дорожек качения, равному 3000 МПа;

S_{α} – динамическая грузоподъемность – постоянная осевая нагрузка, которую передача способна выдерживать на протяжении своего номинального срока службы.

Возможные причины повреждений шарико-винтовых пар:

1. Усталостное разрушение поверхностей контакта – дорожек качения и шариков – под воздействием циклически изменяющихся контактных напряжений. Такой вид повреждений, как выкрашивание, образование раковин или отслоение материала, является наиболее распространенным при нормальных условиях эксплуатации, особенно при качественной смазке и защите от абразива.

2. Пластические деформации поверхностей тел качения и беговых дорожек (в виде лунок и вмятин), возникающие вследствие действия ударных, вибрационных или высоких статических нагрузок.

3. Износ элементов передачи, вызванный повышенным относительным скольжением между шариками, винтом и гайкой либо проникновением абразивных частиц внутрь механизма. Для снижения износа используются защитные кожухи типа телескопических труб

или гофрированных чехлов для винта, а также специальные устройства очистки резьбы на гайке.

В таблице 3.2 приведены основные параметры шариковых передач винт-гайка одного типа конкретного исполнения из выбранных материалов, соответствующих точностей изготовления и термической обработке поверхности. Допустимая грузоподъемность может быть повышена не более, чем на 10%.

Таблица 3.2 Параметры шариковых передач винт-гайка

Средний диаметр D_{pw} , мм	Шаг резьбы P , мм	Диаметр шарика D_w , мм	Радиальный зазор, мм	Грузоподъемность статическая, $C_{\alpha 0}$, Н	Грузоподъемность динамическая C_{α} , Н
25	5	3	0,067 – 0,093	28100	16580
32	5	3	0,064 – 0,096	37500	17710
40	5	3	0,064 – 0,096	49400	19170
40	6	3,5	0,059 – 0,101	56400	23700
40	10	6	0,119 – 0,161	85900	54700
50	5	3	0,059 – 0,101	62800	20640
50	10	6	0,117 – 0,163	112500	57750
50	12	7	0,137 – 0,183	119900	65400
63	10	6	0,115 – 0,165	149700	62030
80	10	6	0,113 – 0,167	197700	66880
80	20	10	0,193 – 0,247	297600	143400

Для расчета передачи необходимо иметь определенные сведения о предварительно выбранном шариковинтовом узле. К таким сведениям относятся тип шариковой гайки, размеры гайки и винта, шаг винтовой линии, диаметр шариков, число витков шариковой дорожки, динамическая грузоподъемность, статическая грузоподъемность, показатель предварительного натяга, максимальная линейная скорость. Все необходимые значения можно найти в каталогах на изделия.

Кроме этого необходимо знать схему расположения передачи и ее опор, включающую в себя все соответствующие геометрические параметры. Как правило, схема расположения определяется исходя из чертежа станка или установки, на котором указаны все размеры. Необходимо также иметь сведения о перемещаемых массах и о типах используемых для закрепления концов вала подшипников (например, неподвижные-плавающие). Требуемая долговечность оборудования будет зависеть от конкретного применения. При определении типа расположения необходимо также учитывать характеристики двигателей, зубчатых передач и передаточные отношения. Пример схемы расположения механизма с шариковинтовой передачей на основании приведен на рис. 3.31.

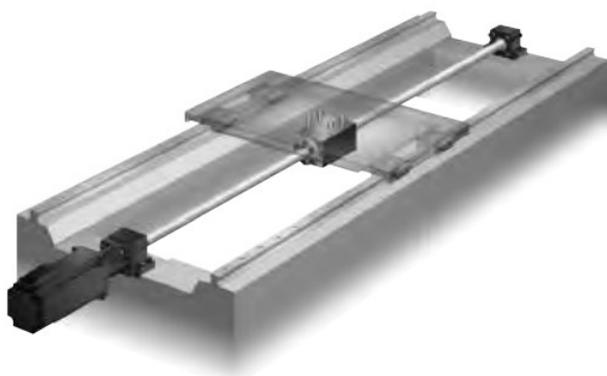


Рис. 3.31. Расположение механизма с шариковинтовой передачей на основании

Следующий этап заключается в определении цикла перемещения. Этот цикл отображает последовательность предполагаемых динамических перемещений и формирует основу для расчета номинальной долговечности. Циклы состоят из нескольких фаз, представляющих собой отдельные рабочие операции, которые должен выполнить шариковинтовой привод (например, ускорение, торможение, обработка и т.п.). Для каждой фазы нужно определить время, длину перемещения, линейную скорость, ускорение и частоту вращения. Для расчета прогнозируемой долговечности шариковинтового привода при его использовании в определенном станке или установке необходимо знать характеристики рабочего цикла шариковинтового привода. Пример такого цикла приведен на рис. 3.32.

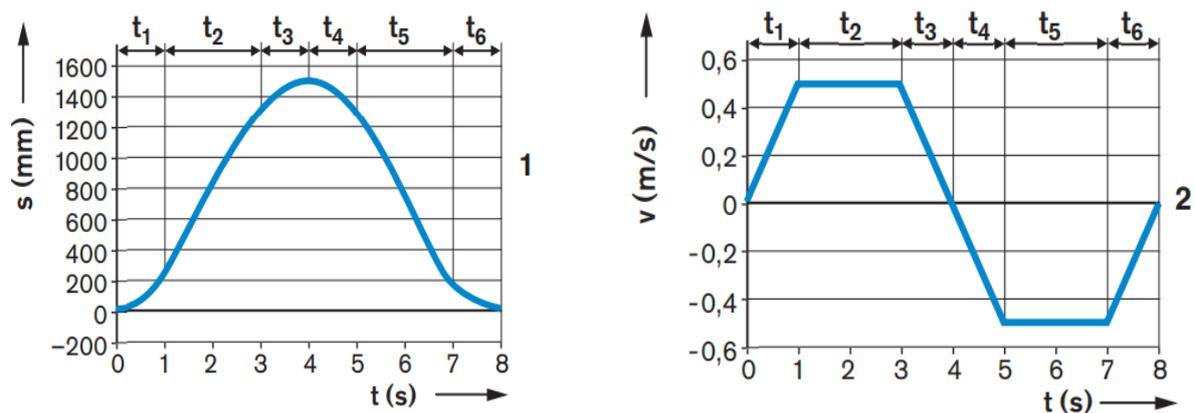


Рис. 3.32. Пример цикла движения шариковинтового привода

На рис. 3.33 представлено изображение цикла движения гайки шариковинтового привода в соответствии с рис. 3.41 для прямого а) обратного б) хода.

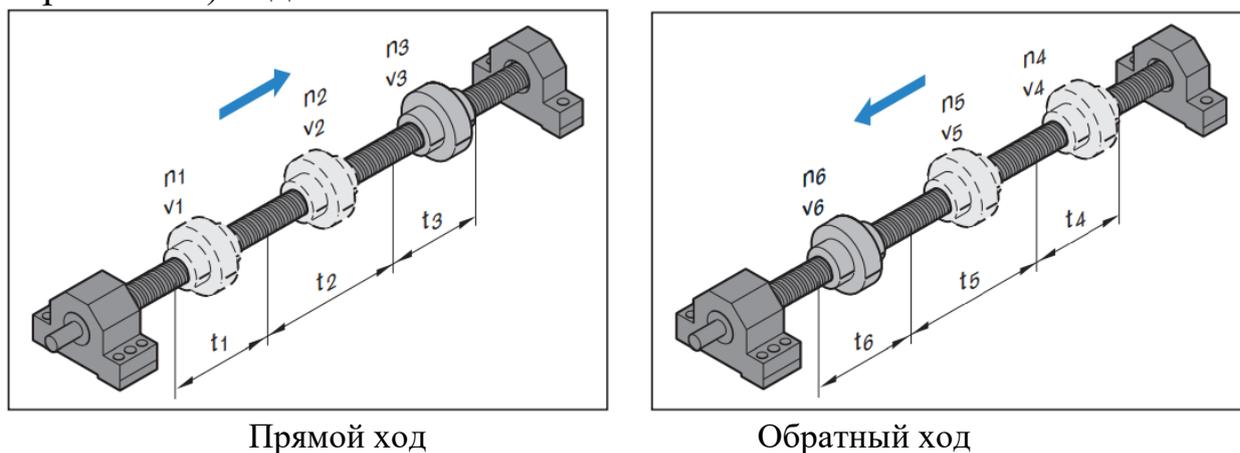


Рис. 3.33. Изображение цикла движения гайки шариковинтового привода

Шариковинтовой привод способен воспринимать только усилия, действующие в осевом направлении. Все остальные нагрузки должны брать на себя направляющие устройства. В зависимости от применения осевые нагрузки могут включать в себя силы тяжести F_g , силы ускорения F_a , силы процесса F_p и силы трения F_R .

Расчет номинальной долговечности шариковинтовых узлов осуществляется так же, как и расчет поворотных подшипников качения и аналогично расчету номинальной долговечности линейных направляющих качения. Обычно он выполняется с использованием числа оборотов и частоты вращения. Для точного расчета номинальной долговечности значения используемой нагрузки и динамиче-

ские характеристики должны быть, по возможности, максимально точными.

Для случаев применения с изменяющейся скоростью и параметрами нагружения сначала следует рассчитать среднюю частоту вращения n_m и эквивалентную (среднюю) динамическую нагрузку F_m . Затем на основании этих средних значений производится расчет номинальной долговечности.

Если частота вращения ступенчато изменяется в течение n -количества фаз скоростного цикла, то расчет средней частоты вращения осуществляется на основании ее дискретных значений для отдельных фаз.

$$n_m = \frac{|n_1| \cdot q_{t1} + |n_2| \cdot q_{t2} + \dots + |n_n| \cdot q_{tn}}{100\%}, \text{ где} \quad (3.25)$$

n_m – средняя частота вращения;

$n_1 \dots n_n$ – частота вращения в фазах $1 \dots n$;

$q_{t1} \dots q_{tn}$ – дискретные шаги времени для фаз $1 \dots n$.

При расчете номинальной долговечности систем, в которых используются шариковые гайки с предварительным натягом, необходимо учитывать значение предварительного натяга. Чтобы определить, будет ли предварительный натяг влиять на долговечность, нужно сначала рассчитать силу внутреннего предварительного натяга для шариковой гайки.

$$F_{pr} = X_{pr} \cdot C, \quad (3.26)$$

где F_{pr} – внутренняя осевая нагрузка на шариковую гайку в результате предварительного натяга;

X_{pr} – коэффициент предварительного натяга;

C – динамическая грузоподъемность;

Силу предварительного натяга можно использовать для расчета нагрузки, при которой под действием силы, вызываемой внешней нагрузкой, разгружаются дорожки качения внутри шариковой гайки, т.е. предварительный натяг становится равным нулю.

Такое явление называется “отрыв”, и оно является пределом для внешней нагрузки. Усилие отрыва обозначается символом F_{lim} .

$$F_{lim} = 2.8 \cdot F_{pr}, \text{ где} \quad (3.27)$$

F_{lim} – усилие отрыва (N)

F_{pr} – усилие предварительного натяга (N)

Если внешняя осевая сила, действующая на шариковинтовой узел во время фазы n , оказывается больше усилия отрыва, то при расчете номинальной долговечности значение предварительного натяга учитывать не нужно.

Если внешняя осевая сила, действующая на шариковинтовой узел во время фазы n , оказывается меньше или равной усилию отрыва, то предварительный натяг будет оказывать влияние на величину номинальной долговечности. Необходимо рассчитать значение действующей нагрузки $F_{eff\ n}$.

Предварительный натяг должен быть учтен: $F_n \leq 2,8 \cdot F_{pr}$

$$F_{eff\ n} = \left(\frac{|F_n|}{2,8 \cdot F_{pr}} + 1 \right)^{\frac{3}{2}} \cdot F_{pr}, \quad (3-28)$$

где F_n – нагрузка на шариковинтовой узел во время фазы n ;

F_{pr} – сила предварительного натяга;

$F_{eff\ n}$ – действующая осевая нагрузка во время фазы n .

Если нагрузка на шариковинтовой узел ступенчато изменяется, то прежде, чем приступить к расчету номинальной долговечности, необходимо определить среднюю величину осевой нагрузки. Эквивалентная динамическая осевая нагрузка F_m рассчитывается на основании значений отдельных нагрузок F_n , действующих во время вращения.

Эквивалентная динамическая осевая нагрузка при постоянной частоте вращения:

$$F_m = \sqrt[3]{(F_{eff\ 1})^3 \cdot \frac{q_{t1}}{100\%} + (F_{eff\ 2})^3 \cdot \frac{q_{t2}}{100\%} + \dots + (F_{eff\ n})^3 \cdot \frac{q_{tn}}{100\%}} \quad (3.29)$$

Эквивалентная динамическая осевая нагрузка при меняющейся частоте вращения:

$$F_m = \sqrt[3]{(F_{eff\ 1})^3 \cdot \frac{|n_1|}{n_m} \cdot \frac{q_{t1}}{100\%} + (F_{eff\ 2})^3 \cdot \frac{|n_2|}{n_m} \cdot \frac{q_{t2}}{100\%} + \dots + (F_{eff\ n})^3 \cdot \frac{|n_n|}{n_m} \cdot \frac{q_{tn}}{100\%}} \quad (3.30)$$

где F_m – эквивалентная динамическая осевая нагрузка;
 $F_{eff1} \dots F_{effn}$ – действующая нагрузка во время фаз $1 \dots n$;
 n_m – средняя частота вращения;
 $n_1 \dots n_n$ – частота вращения во время фаз $1 \dots n$;
 $q_{t1} \dots q_{tn}$ – дискретные шаги времени для фаз $1 \dots n$.

Номинальная долговечность

Номинальная долговечность выражается числом оборотов или количеством рабочих часов при постоянной скорости, которых могут достичь или превысить 90% репрезентативных образцов идентичных шариковинтовых пар до появления первых признаков усталости материала.

Номинальная долговечность в оборотах обозначается символом L и рассчитывается по следующей формуле:

$$L = \left(\frac{C}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6, \quad (3.31)$$

где L – номинальная долговечность в оборотах;

C – динамическая грузоподъемность;

F_m – эквивалентная динамическая осевая нагрузка на шариковинтовую пару.

Номинальная долговечность в часах L_h рассчитывается на основании средней частоты вращения:

$$L_h = \frac{L}{n_m \cdot 60}, \quad (3.32)$$

где L_h – номинальная долговечность в часах;

L – номинальная долговечность в оборотах;

n_m – средняя частота вращения.

Продольный изгиб

Критическое напряжение при продольном изгибе является особым проявлением сжимающего напряжения. Если стержень (в данном случае ходовой винт) подвергается воздействию сжимающего усилия в осевом направлении, он начинает изгибаться в форме лука. При увеличении нагрузки происходит быстрое нарастание изменения формы. В шариковинтовых приводах осевые нагрузки возникают в результате действия сил ускорения, трения, тяжести и процесса. Результирующее напряжение зависит от: концевых подшипников, коэффициент fF_k ; диаметра сердечника винта d_2 ; эффективной длины

выгибания винта l_k , т.е. максимальной длины неподдерживаемого участка винта в направлении действия усилия между шариковой гайкой и концевым подшипником.

На основании этих параметров можно рассчитать допустимую осевую нагрузку на винт F_k . Как и в случае с критической частотой вращения, в каталоге на изделия имеются таблицы, позволяющие быстро проверить значения критической продольной нагрузки. При определении размеров и выборе шариковинтовых приводов для расчета допустимой осевой нагрузки необходимо использовать коэффициент запаса прочности при выгибании не меньше 2.

Допустимая осевая нагрузка на винт F_k определяется по выражениям:

$$F_k = f_{Fk} \cdot \frac{d_2^4}{l_k^2} \cdot 10^4 F_{k\text{zul}} = \frac{F_k}{2}, \quad (3.33)$$

где F_k – теоретическая критическая продольная нагрузка для винта;

$F_{k\text{zul}}$ – допустимая осевая нагрузка на винт при работе;

f_{Fk} – коэффициент в зависимости от концевых подшипников;

d_2 – диаметр сердечника винта (см. каталог на изделия);

l_k – эффективная длина выгибания винта.

Чтобы не допустить ихгиба винта, можно принять следующие меры:

- Увеличить диаметр винта.
- Подобрать соответствующие концевые подшипники.

Крутящий момент на валу привода M_{ta} : Прилагаемый приводной крутящий момент M_{ta} вызывает вращение винта. В результате вращения винта в шариковой гайке создается линейная сила F , которая вызывает линейное перемещение гайки.

Роликовинтовая передача типа винт – гайка представляет собой современную конструкцию, относящуюся к классу ходовых винтовых механизмов. Её основными элементами являются винт и гайка, внутри которой по окружности размещаются ролики, ориентированные параллельно оси винта (рис. 3.34).

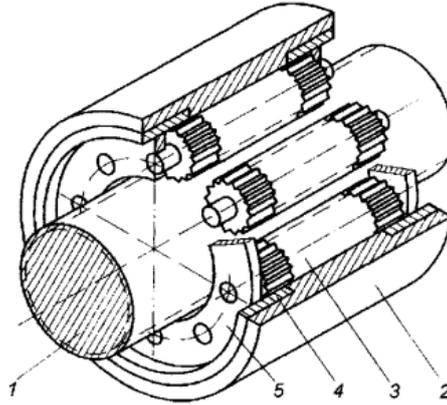


Рис. 3.34. Устройство планетарной роликовинтовой передачи: 1 – винт; 2 – гайка; 3 – резьбовые ролики; 4 – втулка уплотнителя; 5 - сепаратор

При вращении винта 1 ролики 3 катятся по резьбовым поверхностям гайки 2. Благодаря точному согласованию углов подъема резьбы на винте, гайке и роликах, обеспечивается осевое перемещение гайки. Примечательной особенностью этого механизма является то, что передача усилия от гайки к винту осуществляется одновременно через все находящиеся в зацеплении ролики.

Большая площадь контакта между резьбой винта, внутренней поверхностью гайки и роликами позволяет значительно повысить грузоподъемность и износостойкость всей системы. Для изготовления деталей, как правило, используется подшипниковая сталь, прошедшая термическую обработку, а также высокоточная механическая обработка, обеспечивающая необходимую геометрию, качество поверхности и надёжность работы передачи.

Существует два главных типа роликовинтовых передач:

- планетарные – в которых ролики-сателлиты вращаются без рециркуляции, что обеспечивает высокую прочность, скорость и надёжность;

- рециркуляционные – где используются ролики с кольцевыми канавками, не имеющие собственной резьбы, что позволяет достичь оптимального сочетания грузоподъёмности, осевой жёсткости и минимального шага резьбы, необходимого для высокоточного позиционирования.

Во время работы ролики могут проскальзывать по виткам резьбы винта. В таком режиме передача функционирует подобно обычной винт-гайке скольжения, где роль гайки играет блок роликов. Чтобы устранить зазоры в резьбе, гайка выполняется разъемной – из двух

половин. При осевом поджатии гаек 3 компенсируется зазор в резьбовом зацеплении между гайками 3 и роликами 2, а также за счёт радиального смещения роликов 2 к винту 1 – зазор между роликами и винтом. Рециркуляционные роликовинтовые передачи сохраняют преимущества планетарных конструкций – такие как прочность и надёжность, но при этом отличаются исключительно высокой точностью позиционирования и минимальным шагом перемещения. Эти характеристики достигаются благодаря очень малому шагу резьбы (начиная с 0,6 мм). Использование таких передач позволяет упростить конструкцию привода и повысить его жёсткость. Они широко применяются в высокотехнологичном оборудовании, где требуется стабильная и точная работа. Рециркуляционные РВП выпускаются с различными диаметрами и шагами резьбы. Их большое передаточное отношение способствует снижению требуемого крутящего момента, что положительно сказывается на точности и эффективности работы.

3.5. Направляющие в механизмах поступательного перемещения

Направляющими называют устройства, обеспечивающие заданное относительное движение элементов механизма. В мехатронных модулях различного назначения в основном применяют направляющие для поступательного движения. Направляющие для поступательного перемещения используют тогда, когда необходимо осуществить перемещение одного конструктивного элемента или детали относительно другого с заданной точностью. К направляющим предъявляются следующие требования:

- обеспечение плавности перемещения;
- минимальная величина силы трения;
- большой ресурс работы;
- высокая износостойкость;
- высокая жесткость, характеризуемая величиной контактных перемещений на рабочих гранях направляющих под действием внешних нагрузок и являющаяся составной частью общей жесткости несущей системы станка;
- высокие демпфирующие свойства;
- способность к перемещению при резких перепадах температуры.

На практике получили применение направляющие с различным характером трения – направляющие смешанного трения, направляющие жидкостного трения, направляющие скольжения и качения; аэро-статические и гидростатические направляющие.

Каждый из перечисленных типов, направляющих обладает определенными достоинствами и недостатками, совокупность которых предопределяет целесообразную область их использования.

Направляющие смешанного трения характеризуются высоким и непостоянным по величине трением. Существенную разницу для этих направляющих составляет рубежное значение силы трения покоя (силы трогания) по сравнению с трением движения, которое, в свою очередь, сильно зависит от скорости скольжения. Значительное трение в направляющих смешанного трения вызывает износ и снижение долговечности направляющих этого типа. Главные достоинства направляющих смешанного трения – высокая контактная жесткость и хорошие демпфирующие свойства. Кроме того, эти направляющие обеспечивают надежную фиксацию подвижного узла после его перемещения в заданную позицию.

Наиболее целесообразная область применения направляющих смешанного трения – прецизионные станки с малыми нагрузками и соответственно малым износом рабочих граней направляющих, а также направляющие для редких установочных перемещений.

Направляющие жидкостного трения осуществляются в станках главным образом в виде гидростатических направляющих, так как для создания гидродинамических давлений скорости движения, как правило, недостаточны. Чисто вязкое трение в гидростатических направляющих полностью устраняет потерю устойчивости и возможность скачкообразного движения при малых скоростях. Кроме того, направляющие жидкостного трения обеспечивают исключительно высокую чувствительность при позиционировании и отработке малых перемещений. В направляющих жидкостного трения отсутствует износ, долговечность их практически не ограничена. Достоинством гидростатических направляющих является также высокое демпфирование. Недостатки направляющих жидкостного трения связаны с необходимостью сложной системы циркуляции, сбора и тщательной очистки смазочной жидкости, а также с трудностями фиксации подвижного узла после его перестановки в заданную позицию. Жест-

кость направляющих жидкостного трения несколько ниже жесткости направляющих других типов.

Наиболее целесообразная область применения направляющих жидкостного трения – станки с высокими требованиями к точности и шероховатости поверхностей обрабатываемых деталей.

К недостаткам **аэростатических направляющих** следует отнести их склонность к автоколебаниям, небольшую грузоподъемность и не столь высокую надежность, как у других типов направляющих. Область применения аэростатических направляющих – точное позиционирование слабо нагруженных узлов и различные вспомогательные перемещения, а также движение с особо высокими скоростями. Аэростатические направляющие по сравнению с направляющими жидкостного трения имеют значительно меньшее трение при движении, а при прекращении подачи воздуха

обеспечивается надежная фиксация подвижного узла. Кроме того, при аэростатических направляющих нет необходимости в циркуляционной системе подачи воздуха.

Направляющие с трением скольжения и качения по характеру (виду) воспринимаемой нагрузки подразделяют на открытые и закрытые. К открытым относят направляющие, у которых для замыкания силовой цепи используют дополнительные прижимные усилия (масса подвижной детали, усилие плоскости или спиральной пружины, мембраны). Закрытыми являются направляющие, у которых замыкание силовой цепи происходит с использованием конструктивных факторов. Направляющие в зависимости от формы исполнения рабочих поверхностей делят на цилиндрические, призматические, Н -, П -, Т-образные, в том числе призматические направляющие типа “ласточкин хвост”.

По конструктивному исполнению направляющие с трением скольжения проще направляющих с трением качения и меньше их по габаритным размерам. При соответствующем выборе материалов они испытывают незначительное влияние температурных перепадов. Основной их недостаток – относительно большие потери на трение. Направляющие с трением скольжения изготавливают из стали марок 40, 50, У8А, чугуна марок СЧ12-28, СЧ15-32, бронзы БрОС10-2, БрОЦС, латуни. Предпочтительны следующие сочетания материалов: сталь-бронза, сталь-латунь, сталь-чугун. Если мехатронный модуль

работает при резких перепадах температуры, то для сопряжения деталей направляющих рекомендуют выбирать материалы с близкими значениями теплового коэффициента линейного расширения.

Конструктивная схема призматической открытой направляющей с трением скольжением приведена на рис. 3.35, б, где по цилиндрическим направляющим 1, закрепленным на цилиндрическом основании 3, перемещается каретка 2 с призматическими рабочими поверхностями.

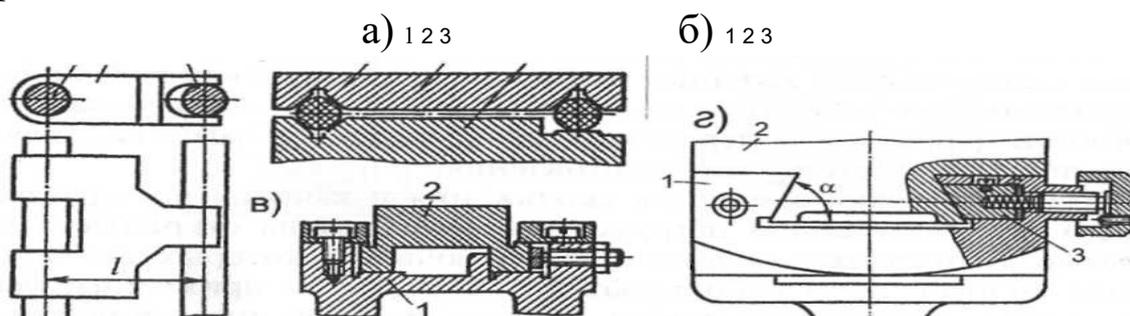


Рис. 3.35. Направляющие скольжения

На схеме (рис. 3.35, а) по цилиндрическим направляющим 1-3 перемещается ползун 2 с цилиндрической и плоской рабочими поверхностями; по прямоугольным призматическим направляющим 1 (рис. 3.35, в) перемещается П-образная призма 2; по призматическим направляющим 1 типа “ласточкин хвост” с углом профиля α (обычно $\alpha=30^0$) перемещается призма 2. Для призматических направляющих типа “ласточкин хвост” требуется тщательная сборка и регулировка, так как при незначительном перекосе деталей возможно заедание направляющих.

Схемы направляющих закрытого типа приведены на рис. 3.35а, в, г и рис. 3.36, а-г.

Цилиндрические направляющие 1 изготавливают без устройства от осевого проворачивания (рис. 3.36, а) и с устройством в виде планки 2 (рис. 3.36, б, в) или штифта 2 с головкой, входящей в паз корпуса (рис. 3.36, г).

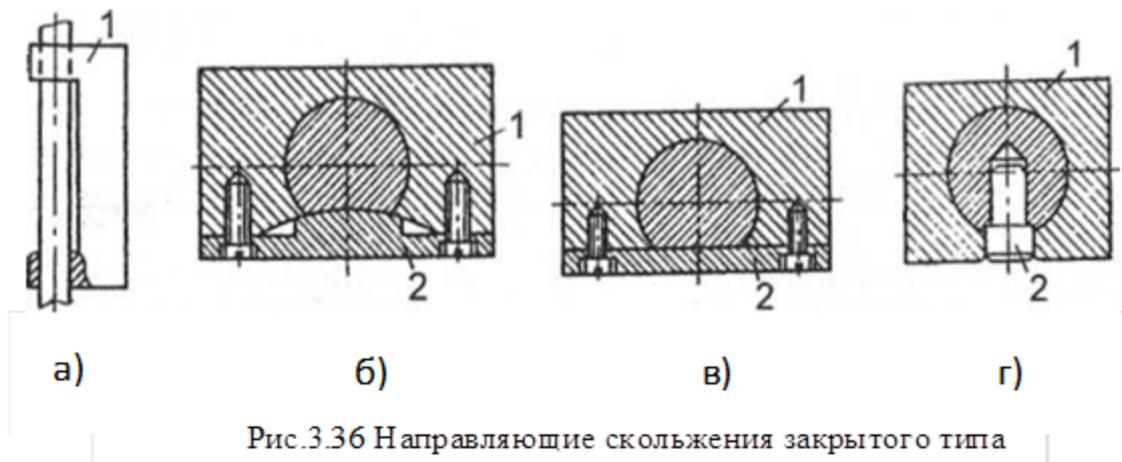


Рис.3.36 Направляющие скольжения закрытого типа

В призматических направляющих применяют призмы 1 с трапецевидным (рис. 3.37, а) прямоугольным или треугольным сечением.

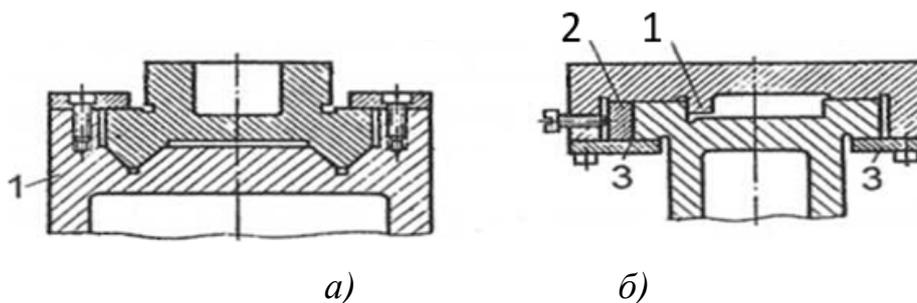


Рис. 3.37. Призматические направляющие

Регулировку зазоров в направляющих проводят с помощью планок или «сухариков». На схеме (рис. 3.37, б) сдвиг направляющих в боковом направлении устраняют с помощью выступа 1 и планки 2, а вертикальное перемещение – с помощью двух планок 3.

Для проверки правильности выбора посадки и класса точности сопрягаемых деталей направляющих проводят проверочный расчет по формуле:

$$\Delta = D_1(1 \pm \alpha_1(t - t_0)) - D_2(1 \pm \alpha_2(t - t_0)), \quad (3.34)$$

где Δ – минимальный зазор при данной температуре, мм; D_1 – наименьший при данном допуске диаметр (или линейный размер) охватывающей детали, мм; D_2 – наибольший при данном допуске диаметр (или линейный размер) охватываемой детали, мм; t_0 и t – соответственно начальная и конечная температура, град, направляющих; α_1 и α_2 – коэффициенты линейного расширения материалов сопрягаемых деталей (табл. 3.3). Знак «плюс» берут в том случае, когда $t_0 < t$, знак «минус» - при $t_0 > t$. Посадка считается допустимой, если Δ

≥ 0 . В случае заклинивания ($\Delta < 0$) следует назначить более свободную посадку или применять материалы, имеющие одинаковые или мало различающиеся между собой температурные коэффициенты линейного расширения.

Таблица 3.3 Коэффициент α линейного расширения

Материал	Коэффициент $\alpha \times 10^{-6}$
Сталь: незакаленная	11,5...12
закаленная	11,5...12
легированная	20
Хром	9
Чугун	10,4
Бронза	17...18
Латунь	18,5...19,8
Медь	17
Серебро	19...19,7
Оргстекло	13

В отдельных случаях можно уменьшить ширину или диаметр направляющих, но при этом должны соблюдаться требования жесткости и износостойкости конструкции.

Для предупреждения возможности заклинивания и уменьшения потерь на трение в направляющей необходимо, чтобы равнодействующая Q всех сил сопротивления (кроме сил трения) и движущая сила F (рис. 3.38) действовали по линии направления перемещения в плоскости направляющих, и длина l направляющей превышала ширину H ползуна, т.е. $l = (2...3) H$.

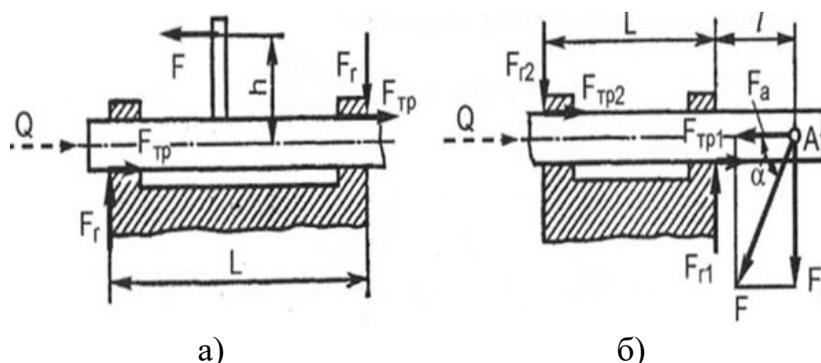


Рис. 3.38. Схемы действия сил

При использовании направляющих возможно появление перекоса, который зависит от длины L между направляющими и плеча h приложения силы F и ее направления, что приводит к заклиниванию. Если сила F приложена к ползуну на плече h параллельно направлению перемещения, то она создает момент $M = F \cdot h$, уравновешиваемый моментом пары сил, образованных реакциями F_r в опорах.

Направляющие с трением качения применяют в тех случаях, когда требуется обеспечить легкость и плавность движения. По сравнению с направляющими трения скольжения эти направляющие имеют меньшие потери на трении, долговечны, малочувствительны к перепадам температуры.

Направляющие с трением качения изготавливают из закаленных сталей марок ШХ15, 40Х, У8А, У10А, ХВГ, 38ХМЮА.

Направляющие с трением качения по форме тел качения делят на шариковые и роликовые. В качестве промежуточных элементов качения в шариковых направляющих используют шарики, в роликовых – цилиндрические и конические ролики, которые помещают между подвижной и неподвижной деталями направляющих. Для удержания шариков или роликов на определенном расстоянии друг от друга применяют сепараторы, изготовленные из латуни или текстолита. Иногда применяют стандартные шариковые или роликовые подшипники. В зависимости от способа установки шариков или роликов различают направляющие с перекатывающимися и вращающимися вокруг своей оси шариками. В направляющих с перекатывающимися шариками при перемещении каретки 1 шарики 2 перекатываются по основанию 3 и оси тел качения перемещаются как относительно каретки, так и относительно основания (рис. 3.39, а). В направляющих с вращающимися шариками тела качения 2 закреплены на осях и при перемещении каретки 1 вращаются в своих гнездах, а оси тел остаются неподвижными относительно каретки и основания 3 (рис. 3.39, б).

Анализ направляющих с перекатывающимися и вращающимися шариками показывает, что теоретическая длина L_1 каретки и основания в случае применения перекатывающихся шариков равна:

$$L_1 = L + \frac{S}{2}, \quad (3.35)$$

где L – расстояние между центрами шариков, S – ход каретки, а в случае вращающихся шариков:

$$L_1 = L + S. \quad (3.36)$$

Следовательно, в мехатронных модулях с большими перемещениями подвижных звеньев более целесообразна конструкция, в которой тела качения перемещаются вместе с подвижной кареткой, что позволяет уменьшить ее длину.

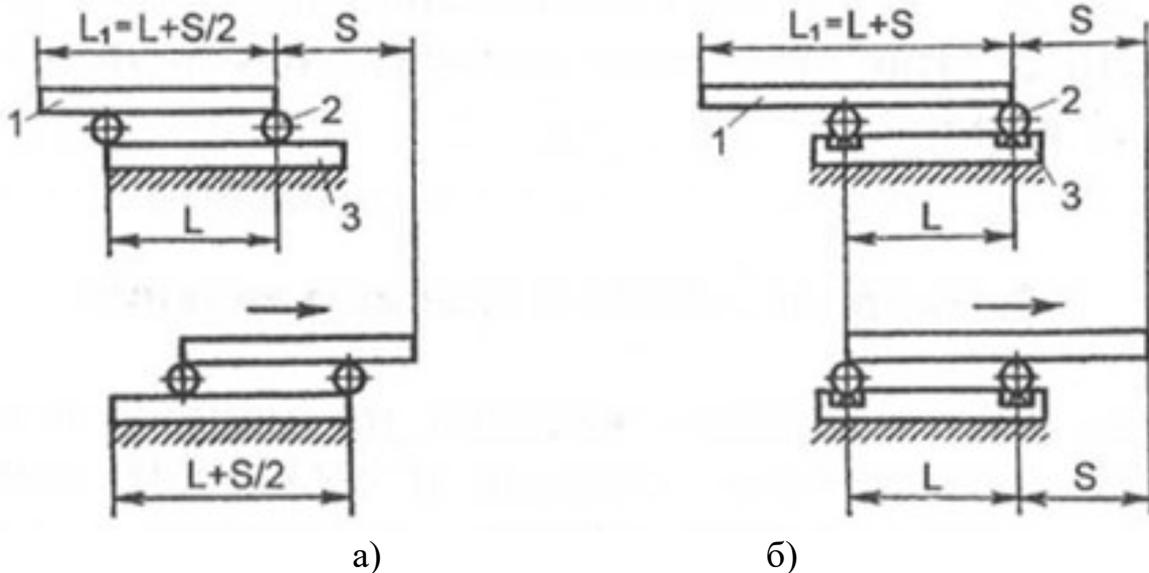


Рис. 3.39. Направляющие с перекатывающимися шариками

В то же время, при установке шариков во вращающихся гнездах исключается влияние погрешности формы поверхности основания. Поэтому такие направляющие при прочих равных условиях обеспечивают более высокую точность перемещения каретки.

Для направляющих с трением качения отсутствие заклинивания определяют по тем же формулам, что и для направляющих с трением скольжения, только вместо коэффициента f трения скольжения в формулы подставляют коэффициент f_k трения качения. Существенными факторами, оказывающими отрицательное влияние на работу направляющих с трением качения, являются зазоры между сопряженными через тела качения поверхностями каретки и основания. В открытых направляющих зазоры выбирают автоматически, а в закрытых требуется их регулировка.

На рис. 3.40 приведена конструктивная схема закрытой шариковой направляющей с сепараторами 2, в которой регулировку зазора между шариками 1 и кареткой 3 проводят при помощи перемещения одной или двух планок 4 с последующим их закреплением винта 5.

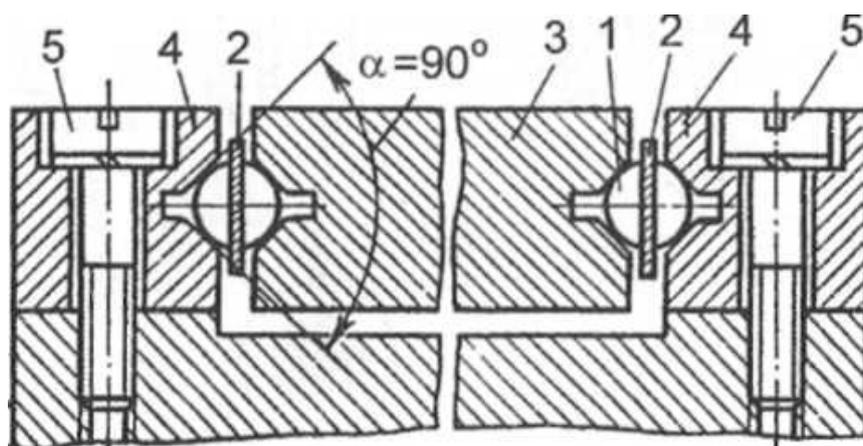


Рис. 3.40. Закрытая шариковая направляющая

В роликовых направляющих основной деталью является ролик, который может перекатываться по цилиндрической или плоской поверхности. В качестве роликов иногда используют стандартные радиальные подшипники. В роликовых направляющих (рис. 3.41, а) ролики 1 перекатываются по цилиндрической поверхности 2. Для обеспечения контакта всех роликов с направляющими должна быть предусмотрена специальная регулировка, один из вариантов которой показан на рис. 3.41, б. Ролик 4 укрепляют на оси 1 с эксцентриситетом $e = 0,2 \dots 0,5$ мм. Окончательно гайки 2 и 3 закрепляют после регулирования положения ролика.

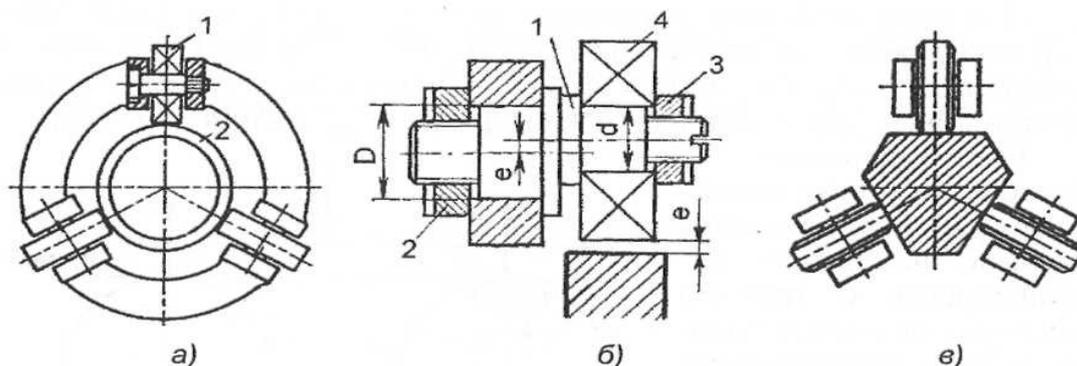


Рис. 3.41. Роликовые направляющие

Для направляющих (рис. 3.41, в) ролики с эксцентричными осями необязательны, так как каждый ролик удерживается в отдельной державке. Регулирование осуществляют за счет перемещения державок в пределах зазоров в проходных отверстиях под крепежные

винты. На рис. 3.42, а, б, в приведены конструктивные схемы роликовых направляющих закрытого типа. В последнее время применяют более экономичные шариковые направляющие линейного перемещения, которые уменьшают габаритные размеры конструкции, массу и общую стоимость мехатронного модуля.

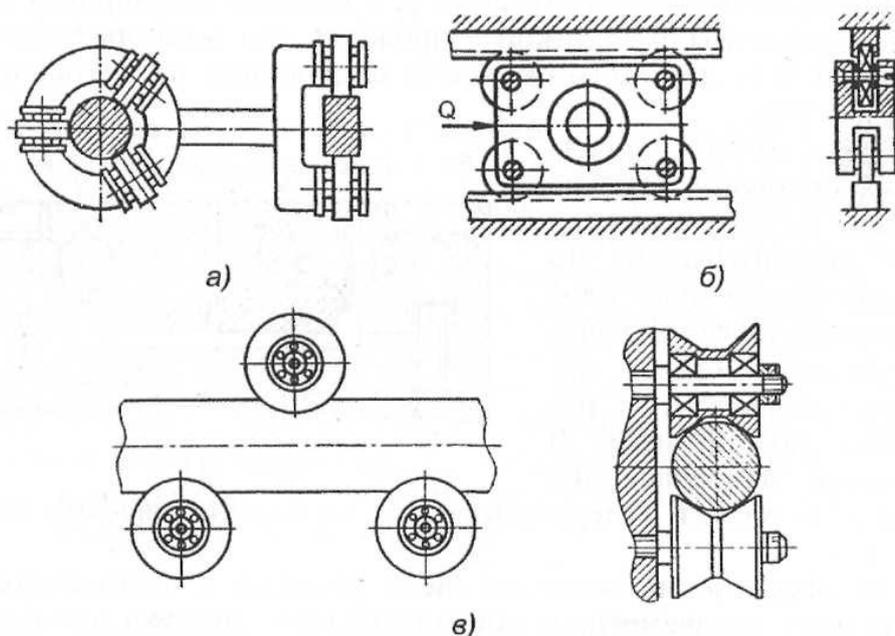


Рис. 3.42. Роликовые направляющие закрытого типа

На рис. 3.43 представлены шариковые LM – направляющие, предназначенные для обеспечения прямолинейного перемещения.

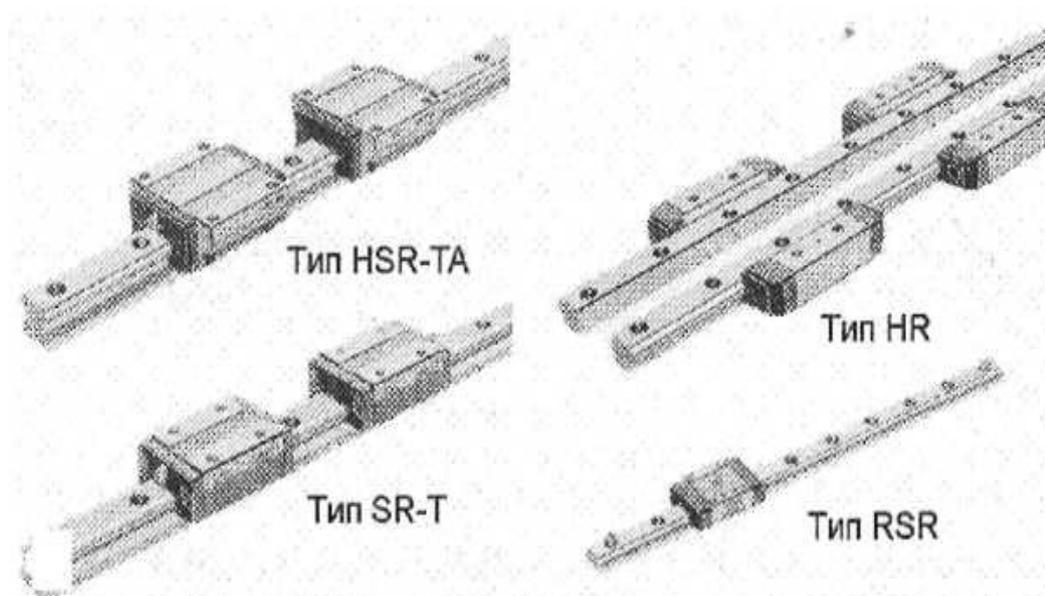


Рис. 3.43. Шариковые LM – направляющие

LM- направляющая типа HSR (рис. 3.44) представляет собой систему, состоящую из LM – рельса 1 и LM – блока 2, между которыми расположены шарики 3, находящиеся в сепараторе 4, концевой плиты 5, концевом уплотнении 6, ниппеля 7 для подачи консистентной смазки и бокового уплотнителя 8. Четыре ряда шариков, расположенные под углом 45° к поверхностям качения LM – рельса и LM – блока, могут воспринимать нагрузку сверху, снизу, справа, слева. Радиусы r_k кривизны поверхностей качения составляют 52%...53% диаметра $d_{ш}$ шарика, т.е. $r_k = (0,52...0,53) d_{ш}$.

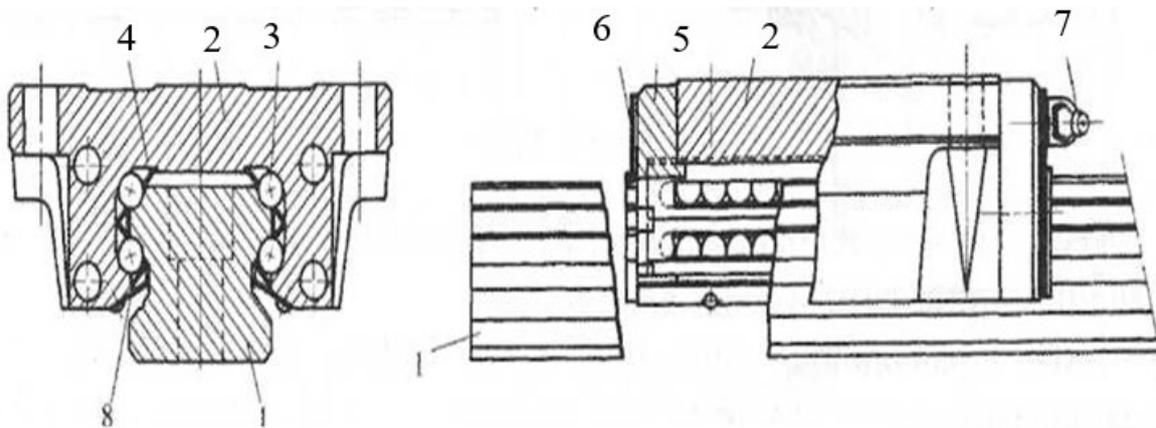


Рис. 3.44. LM- направляющая типа HSR

Геометрические параметры LM – направляющих типа HSR и их значения приведены на рис. 3.45 и в табл. 3.4.

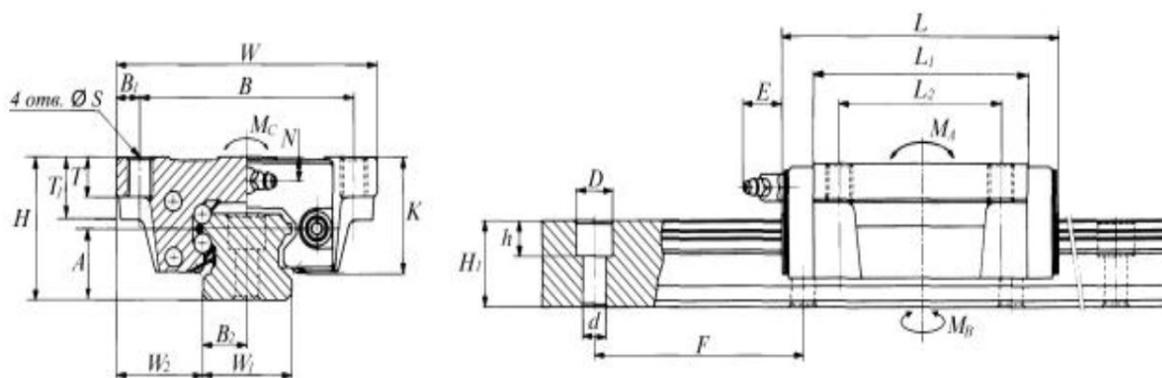


Рис. 3.45. Геометрические параметры LM – направляющих типа HSR

Таблица 3.4

Номер типа	Наименование параметра														Масса m , кг
	$ЦW$	fB	BI	OL	L_2	HH	SS	AA	T	T_1	KK	$L L_1$	N	EE	
HSR 15TA	47	38	4,5	53,5	30	24	M5	12,2	7	11	19,4	40,5	4,5	5,5	0,2
HSR 20TA	63	53	5	70	40	30	M6	14,5	10	10	25	50	5	12	0,35
HSR 25TA	70	57	6,5	79	45	36	M8	18	10	16	29,5	59	6	12	0,59
HSR 30TЛ	90	72	9	94	52	42	M10	21	10	18	35	72	7	12	1,1
HSR 35TA	100	82	9	105	62	48	M10	24	13	21	40	81,3	8	12	1,6
HSR 45TAX	120	100	10	139	80	60	M12	30	14	25	50	98	10	16	2,8
HSR 55TAX	140	116	12	163	95	70	M14	36	15	29	57	118	11	16	4,5
HSR 65TAX	170	142	14	186	110	90	M16	43	23	37	76	147	19	16	8,5
HSR 85TA	215	185	15	247	140	110	M20	51	30	55	94	179	23	16	17
LM-рельс, мм															
Номер типа	Наименование параметра														Масса m , кг/м
	W	W	$Ш$	d	D	h	F	Основная номинальная нагрузка, Н		Допустимый статический момент, Нм					
	W_1	W_2	B_2	H_1	d	D	h	F	C	C_0	V_{MA}	M_B	$B M_C$		
HSR 15TA	15	16	7,5	15	4,5	7,5	5,3	60	7600	11500	60	60	84	1,5	
HSR 20TA	20	21,5	10	18	6	9,5	8,5	60	12300	17900	117	117	174	2,3	
HSR 25TA	23	23,5	11,5	22	7	11	9	60	17700	25800	202	202	294	3,3	
HSR 30TA	28	31	14	26	9	14	12	80	25000	35100	322	322	484	4,8	
HSR 35TA	34	33	17	29	9	14	12	80	33200	45800	481	481	770	6,6	
HSR 45TAX	45	37,5	22,5	38	14	20	17	105	53500	71700	938	938	1568	11,0	
HSR 55TAX	53	43,5	26,5	44	16	23	20	120	78900	103000	1622	1622	2723	15,1	
HSR 65TAX	63	53,5	31,5	53	18	26	22	150	126000	161000	3167	3167	4976	22,5	
HSR 85TA	85	65	42,5	65	24	35	28	180	187000	232000	7621	7621	9428	35,2	

LM – направляющая типа HR изображена на рис. 3.46. Она состоит из LM – рельса 1, LM – блока 2, между которыми расположены два ряда осуществляющих циркулирующее перемещение шариков 3, находящихся в сепараторе 4, вступающих в контакт с поверхностями качения под углом 45° и воспринимающих нагрузку сверху, снизу, слева и справа, возвратного канала 5, концевой плиты 6, уплотнения 7 и отверстия 8 для смазки.

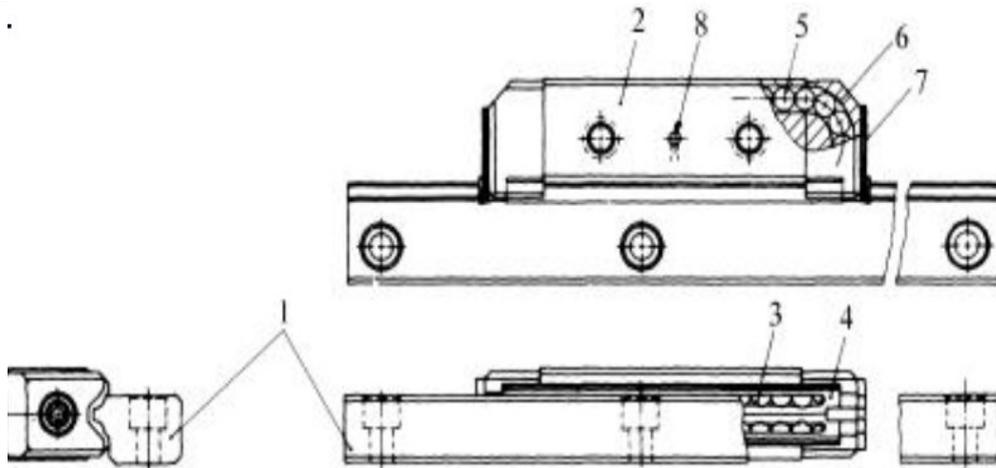


Рис. 3.46. LM- направляющая типа HR

Геометрические параметры LM – направляющих типа HR и их значения приведены на рис. 3.47 и в табл. 3.5.

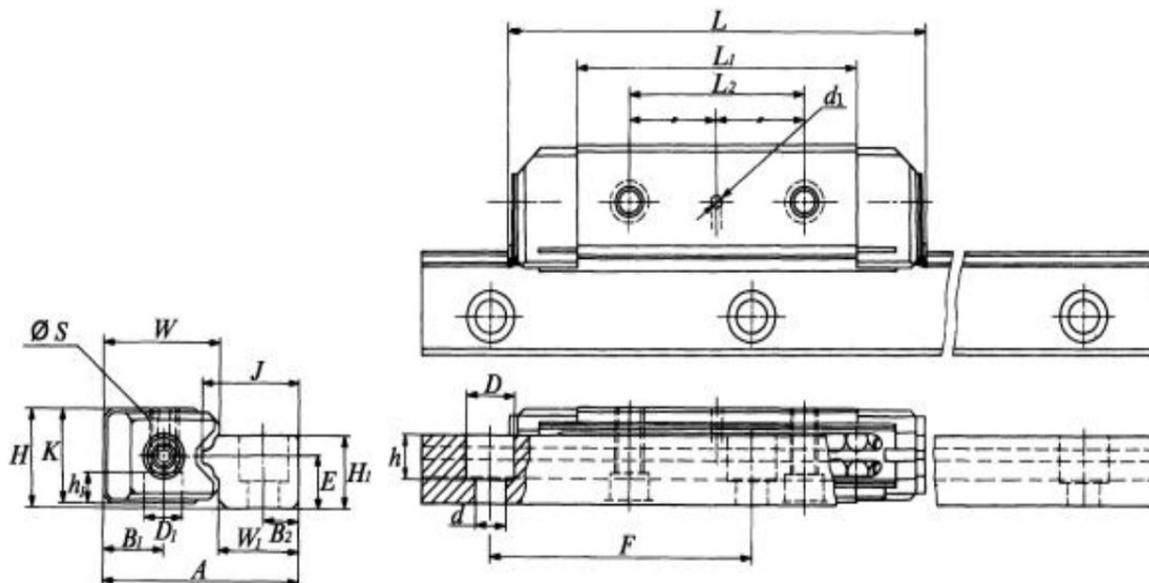


Рис. 3.47. Геометрические параметры LM – направляющих типа HR

Таблица 3.5

Номер типа	Наименование параметра													Мас- са <i>m</i> , кг
	<i>H</i>	<i>A</i>	<i>L</i>	<i>L_c</i>	<i>I*</i>	<i>ϑ</i>	<i>K</i>	<i>W</i>	<i>D</i>		<i>S</i>	<i>d_i</i>		
HR918	8,5	18	45	25	15	5,5	<i>K</i>	11	-	-	M3	1,5	0,01	
HR 1123	11	23	52	30	15	7	10	13,2	5	3	M3	2	0,03	
HR 1530	15	30	69	40	20	10	14	18,7	6,5	3,5	M4	2	0,08	
HR2042	20	42	92	56,6	35	13	19	25,5	10	5,5	M6	3	0,13	
HR 2555	25	55	121,5	80	45	16	24	32	11	7	M8	3	0,43	
HR 3065	30	65	145	90	50	19	29	39	14	9	M10	4	0,7	
HR 3575	35	75	155	103,8	60	21,5	34	43,5	18	12	M12	4	1,05	
HR 4085	40	85	178	120,8	70	24	38	49	20	13	M14	4	1,53	
HR 50105	50	105	227	150	85	30	48	62	23	15, 5	M16	5	3,06	
HR 60125	60	125	329	236	160	35	58	72	26	18	M20	5	7,50	
LM-рельс, мм														
Номер типа	Наименование параметра										Основная номи- нальная нагруз- ка, Н		Масса <i>m</i> , кг	
	<i>W</i>	<i>h</i>	<i>ϑ₂</i>	<i>£</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>h</i>	<i>J</i>	<i>F</i>	<i>C</i>	<i>C₀</i>			
													кг	
HR918	6,7	6,5	3,5	4,5	3	5,5	3	8,7	25	140	2300	0,3		
HR 1123	9,5	8	5	6	3,5	6	4,5	11, 6	40	210	3200	0,5		
HR 1530	10,7	11	6	8	3,5	6	4,5	13, 5	60	380	5800	1,0		
HR2042	15,6	14,5	8	10,5	6	9,5	8,5	19, 5	60	890	12900	1,8		
HR 2555	22	18	10	13	9	14	12	27	80	16600	22900	3,2		
HR3065	25	22,5	12	15,5	9	14	12	31, 5	Si) 120	21600	29000	4,6		
HR 3575	30,5	26	14,5	18	11	17,5	14	37	105	26700	35800	6,4		
HR4085	35	29	16	21	14	20	17	42, 5	120	39500	51600	8,0		
HR 50105	42	37	20	26	18	26	22	51, 5	150	63000	80500	12,1		
HR 60125	51	45	25	31	22	32	25	65	180	12600	155000	19,3		

Конструкция LM – направляющих типа SR (рис. 3.48) состоит из LM – рельса 1, LM – блока 2, между которыми размещены четыре ряда осуществляющих циркулирующее перемещение шариков 3, расположенных в сепараторе 4, вступающих в контакт с поверхностями качения LM – рельса под углом 30° и LM – блока под углом 90° и воспринимающих нагрузку сверху, снизу, слева, справа, концевой плиты 5, концевой уплотнения 6, бокового уплотнителя 7 и ниппеля 8 для запрессовки консистентной смазки.

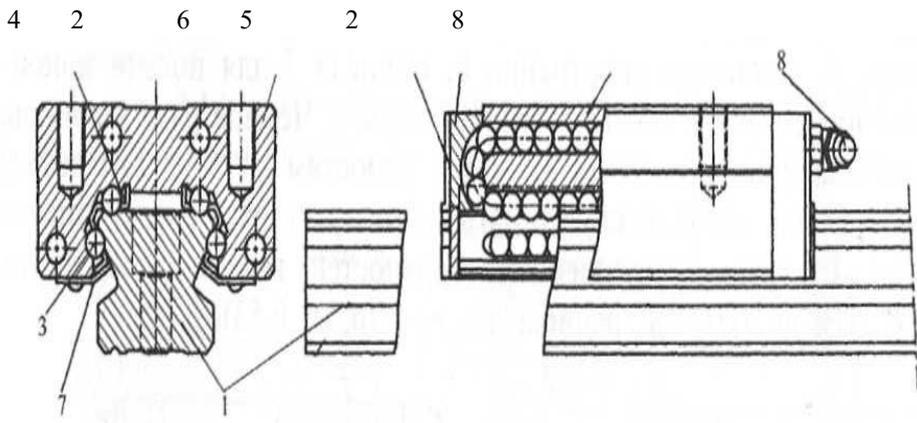


Рис. 3.48. LM- направляющая типа SR

Геометрические параметры LM – направляющих типа SR и их значения приведены на рис. 3.49 в табл. 3.6.

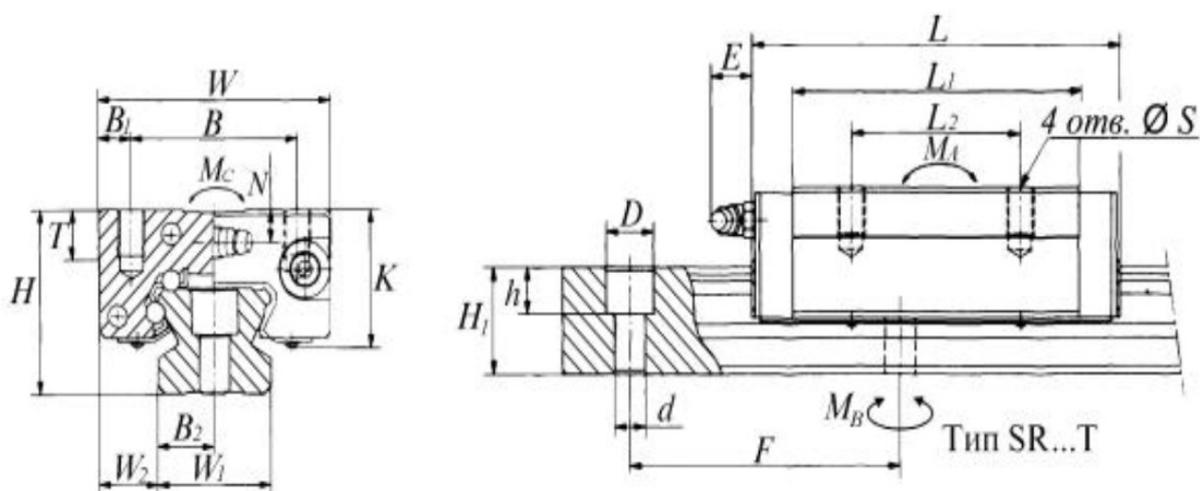


Рис. 3.49. Геометрические параметры LM – направляющих типа SR

Таблица 3.6

Номер типа	Наименование параметра													
	<i>W</i>	<i>B</i>	<i>B₁</i>	<i>L</i>	<i>L₁</i>	<i>L₂</i>	<i>H</i>	<i>S</i>	<i>T</i>	<i>K</i>	<i>N</i>	<i>E</i>	Масса т, кг	
SR 15T	34	26	4	55	42,3	26	24	M4	6	19	6	5,5	0,18	
SR20T	42	32	5	64	48,5	32	28	M5	7,5	22,5	6	12	0,3	
SR 25T	48	35	6,5	80	60,4	35	33	M6	8	25	7	12	0,4	
SR 30T	60	40	10	95	72,7	40	42	M8	9	31,4	8	12	0,8	
SR 35T	70	50	10	109	84,8	50	48	M8	13	36	8,5	12	1,2	
SR45T	86	60	13	125	96,5	60	60	мю	15	46,7	11,5	16	2,2	
SR 55T	100	75	12,5	155	120,7	75	68	M12	17	53,7	12	16	3,6	
SR70T	126	90	18	195	147,6	90	85	M16	25	70	12	16	7,0	
LM-рельс, мм														
Номер типа	Наименование параметра													
	<i>W</i>	<i>W₂</i>	<i>B₂</i>	<i>H</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>h</i>	<i>F</i>	Основная номинальная нагрузка, Н		Допустимый статический момент, Нм			Масса т, кг/м
									<i>C</i>	<i>C_o</i>	<i>M_A</i>	<i>M_в</i>	<i>M_c</i>	
SR 15T	15	9,5	7,5	12,5	3,5	6	4,5	60	8500	14500	38	32	50	1,2
SR20T	20	11	10	15,5	6	9,5	8,5	60	11200	18900	64	55	72	2,1
SR25T	23	12,5	11,5	18	6	9,5	8,5	60	18100	29600	109	95	159	2,7
SR 30T	28	16	14	23	7	11	9	80	26700	42600	189	163	272	4,3
SR35T	34	18	17	27,5	9	14	12	80	37100	57900	300	260	447	6,4
SR 45T	45	20,5	22,5	35,5	11	17,5	14	105	49300	75600	447	387	785	11,3
SR 55T	48	26	24	38	14	20	17	120	79400	118000	874	757	1278	12,8
SR 70T	70	28	35	47	18	26	22	150	139000	199000	1950	1689	3109	22,8

LM – направляющая типа RSR представлены на рис. 3.50. Она представляет собой систему, состоящую из LM-рельса 1 и LM-блока 2, между которыми расположены два ряда осуществляющих цирку-

лирующее перемещение шариков 3, концевое уплотнения 4, резинового уплотнителя 5 и стопора 6, препятствующего снятию LM-блока.

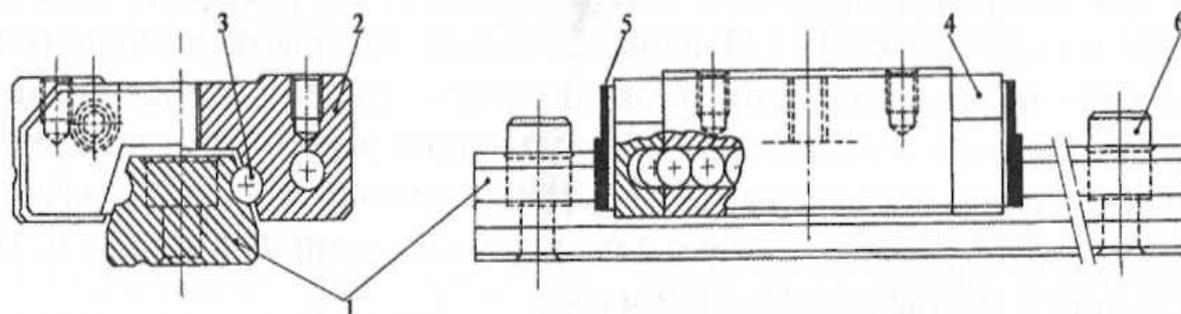


Рис. 3.50. LM – направляющая типа RSR

Геометрические параметры LM – направляющих типа RSR и их значения приведены в таблице 3.7 и на рис. 3.51.

Таблица 3.7

Номер типа	Наименование параметра														
	<i>W</i>	<i>B</i>	<i>B₁</i>	<i>L</i>	<i>L₁</i>	<i>L₂</i>	<i>H</i>	<i>S</i>	<i>l</i>	<i>K</i>	<i>S₁</i>	<i>l₁</i>	Масса <i>T</i> , кг		
R7	17	12	2,5	23,5	13,4	8	8	M2	2,5	6,5	-	-	0,010		
RSR9	20	15	2,5	30	18	13	10	M2	2,5	7,8	M3	4,2	0,018		
RSR 12	27	20	3,5	34	23	15	13	M2,6	3	10	M3	5,2	0,037		
RSR 15	32	25	3,5	42	29	20	16	M3	4	12	M4	6,2	0,069		
RSR20	46	38	4	62	46	38	25	M4	6	17,5	M6	9,2	0,245		
LM рельс, мм															
Номер типа	Наименование параметра														
	<i>W₁</i>	<i>W₂</i>	<i>B₂</i>	<i>H₁</i>	<i>D d</i>	<i>D D</i>	<i>hh</i>	<i>FF</i>	<i>AA</i>	Основная номинальная нагрузка, Н	Допустимый статический момент, Нм			Масса <i>T</i> , кг/м	
											<i>CC</i>	<i>CC0</i>	<i>MM_A</i>		<i>M_B</i>
RSR7	7	5	3,5	4,7	2,4	4,2	2,3	15	4,2	500	600	1,1	1,1	1,8	0,23
RSR9	9	5,5	4,5	5,5	2,6	4,5	3	20	4,5	800	1000	1,6	1,7	2,8	0,32
RSR 12	12	7,5	6	7,5	3	5,5	3,5	25	5,5	1900	2500	5	5,4	9,0	0,58
RSR15	15	8,5	7,5	9,5	3,5	6	4,5	40	e	2900	4100	10,4	11,2	18,9	0,92
RSR20	20	13	10	15	6	9,5	8,5	60	9,5	6200	10000	38	41,4	59,2	1,95

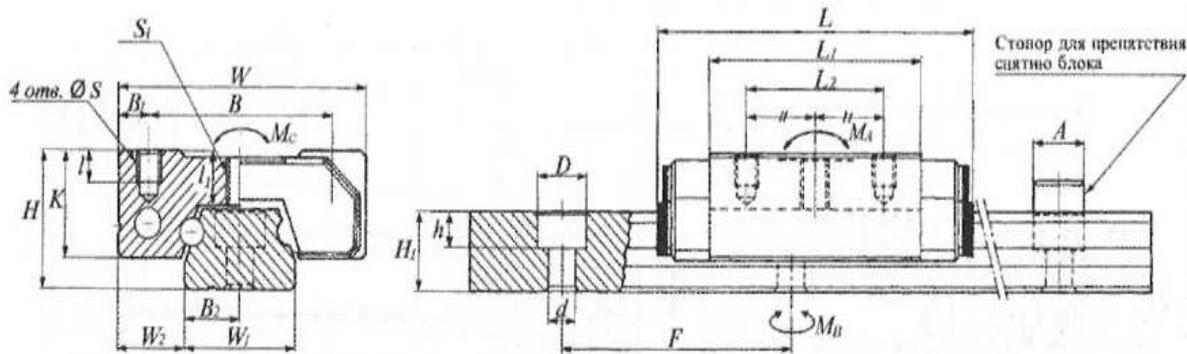


Рис. 3.51. Геометрические параметры LM – направляющих типа HR

Шарикосплайновые направляющие (рис. 3.52) предназначены для обеспечения прямолинейного перемещения. Они состоят из шлицевого вала (сплайнвала) и шариковой гайки (сплайнгайки).

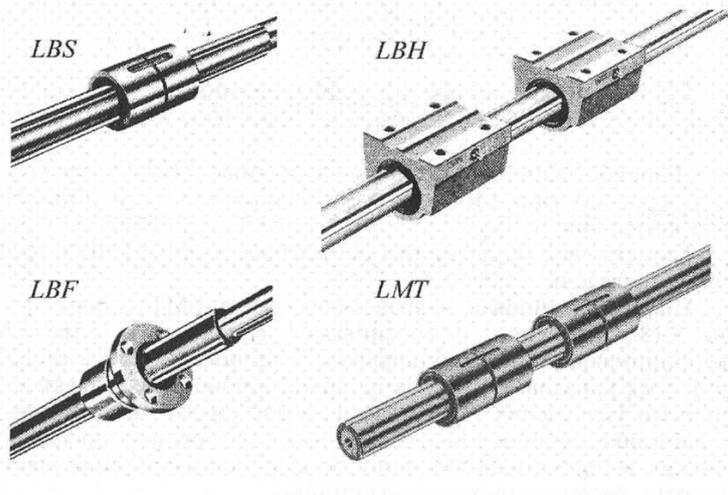


Рис. 3.52. Шарикосплайновые направляющие

Конструкция шарикосплайновой направляющей типа LBS представлена на рис. 3.53.

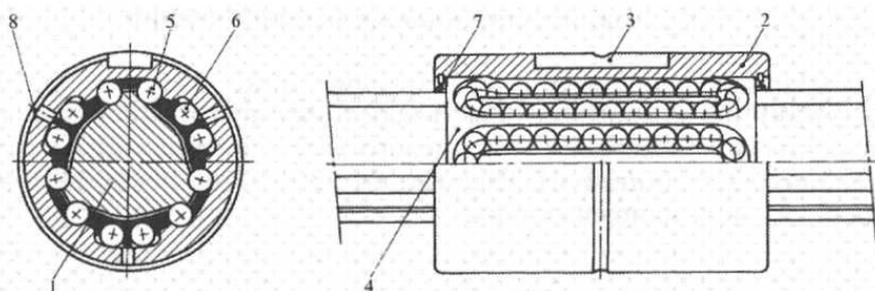


Рис. 3.53. Конструкция шарикосплайновой направляющей типа LBS

Шарикосплайновая направляющая типа LBF в отличие от LBS имеет корпус с фланцем. Они состоят из сплайнвала 1 и сплангайки 2 с шпоночной канавкой 3 в направляющей типа LBS и фланцем в направляющей типа LBF, между которыми расположены в сепараторе 4 шесть рядов воспринимающих нагрузку шариков 5 и шесть рядов шариков 6 возврата, расположенных в сплайнгайке, резинового уплотнителя 7 и отверстия 8 для смазки.

Геометрические параметры шарикосплайновых направляющих типа LBS и типа LBF и их значения приведены на рис. 3.54 и в таблицах 3.8 и 3.9.

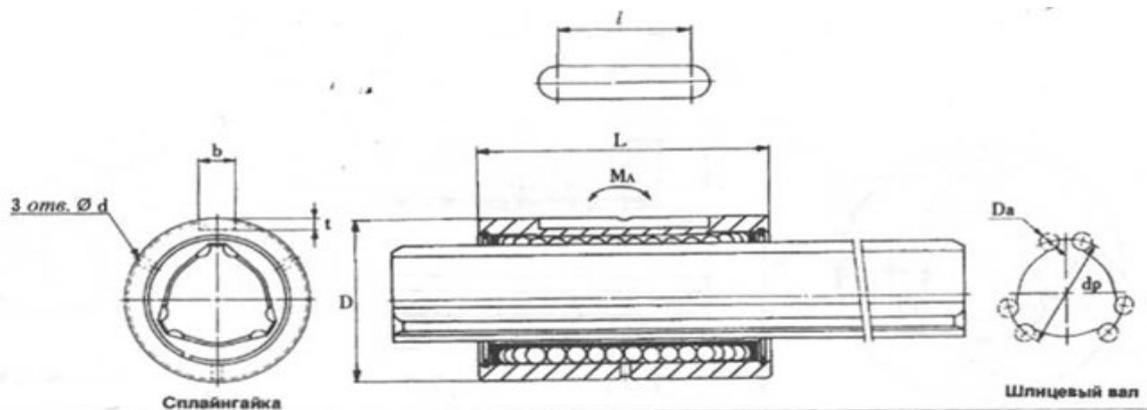


Рис. 3.54. Геометрические параметры шарикосплайновых направляющих типа LBS и типа LBF

Таблица 3.8

Номер типа	Наименование параметра							
	d_p	D_A	D	L	b	t	l	d
LBS 15	15	2,381	23	40	3,5	2	16,5	2
LBS 20	20	3,175	30	50	4	2,5	22	3
LBS 25	25	3,969	37	60	5	3	28	3
LBS 30	30	4,763	45	70	7	4	34	3
LBS 40	40	6,350	60	90	10	4,5	45	4
LBS 50	50	7,938	75	100	15	5	45	4
LBS 70	70	11,112	100	110	18	6	50	
LBS 85	85	11,906	120	140	20	7	60	5
LBS 100	100	14,288	140	160	28	9	65	5

Номер типа	Наименование характеристики						
	Основной номинальный крутящий момент, Нм		Основная номинальная нагрузка (радиальная), Н		Статический допустимый момент, Нм	Масса	
	C_T	C_{OT}	C	C_0		Сплайн- гайка, кг	Сплайн- вал, кг/м
				M_A	m_1	m_2	
LBS 15	27	45	3900	5100	224	0,06	1,0
LBS 20	66	96	7000	9000	266	0,14	1,8
LBS 25	137	188	11600	14400	474	0,25	2,7
LBS 30	243	324	17200	20400	780	0,44	3,8
LBS 40	534	684	28400	32200	1775	1,0	6,8
LBS 50	976	1170	41500	44000	2261	1,7	10,6
LBS 70	1944	2293	59100	61600	4467	3,1	21,3
LBS 85	3223	3834	80600	85000	7678	5,5	32,0
LBS 100	5268	7600	:12000	14300 0	10345	9,5	45,0

Таблица 3.9

Номер типа	Наименование параметра											
	d_p	D_A	D	L	D_1	H	F	d	D_2	d_1	d_2	h
LBF 15	15	2,38	23	40	43	7	13	l	32	4,5	8	4,4
LBF20	20	3,17	30	50	49	7	18	3	38	4,5	8	4,4
LBF 25	25	3,96	37	60	60	9	21	3	47	5,5	9,5	5,4
JJBF 30	30	4,76	45	70	70	10	25	3	54	6,6	11	6,5
LBF40	40	6.35	57	90	90	14	31	4	70	9	14	8,6
LBF50	50	7,93	70	100	100	16	34	4	86	11	17,5	11
LBF 60	60	9,52	85	120	120	18	45,5	4	102	11	17,5	11
LBF70	70	11,1	95	140	140	20	35	4	117	14	20	13
LBF 85	85	11,9	115	160	160	22	48	5	138	16	23	15,2
LBF 100	100	14,2	135	190	190	25	55	5	162	18	26	17,5

Шарикосплайновая направляющая типа LBN отличается от направляющих типа LBS и типа LBF формой гайки и устройством мест крепления.

Шарикосплайновая направляющая типа LMT изображена на рис. 3.55. Она состоит из сплайнвала 1, сплайнгайки 2, трех рядов воспринимающих нагрузку шариков 3, расположенных в сепараторе 4, трех каналов 5 шариков возврата, шпоночной канавки 6, резинового уплотнения 7 и отверстия 8 для смазки. В сплайнвале и сплайнгайке имеется три ряда канавок полукруглого профиля для качения воспринимающих нагрузку шариков и три ряда шариков возврата, расположенных на сплайнгайке.

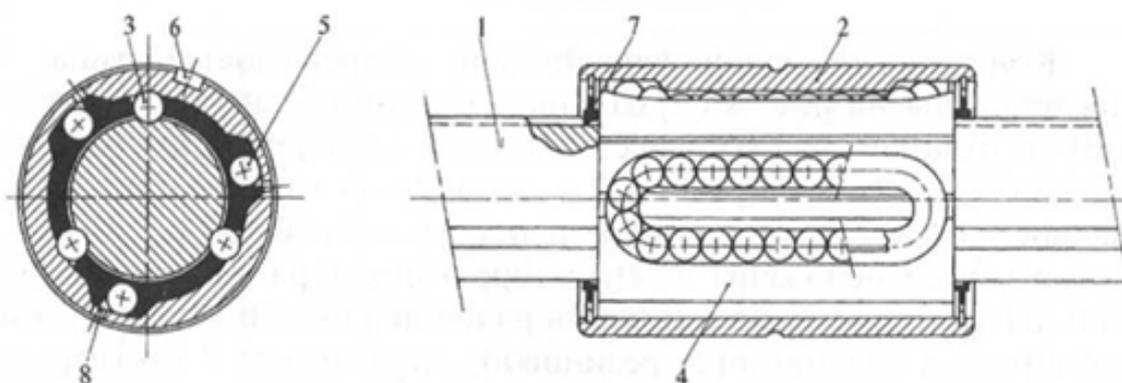


Рис. 3.55. Конструкция шарикосплайновой направляющей типа LMT

Геометрические параметры шарикосплайновых направляющих типа LMT и их значения приведены на рис. 3.56 и в табл.3.10.

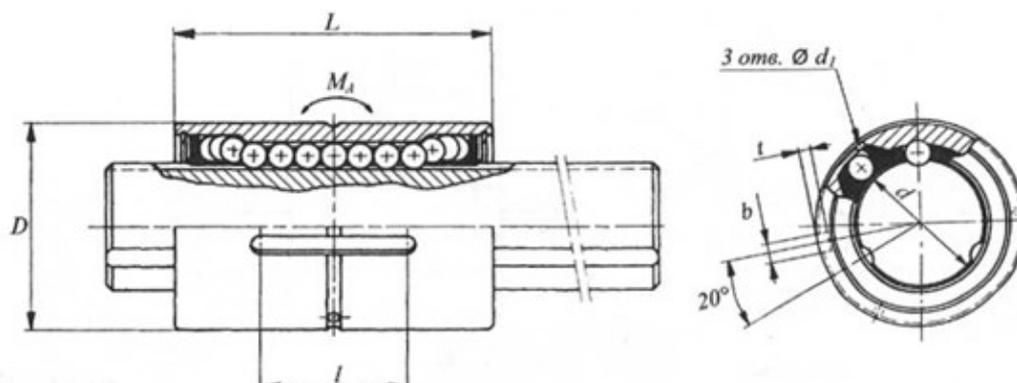


Рис. 3.56. Геометрические параметры шарикосплайновых направляющих типа LMT

Таблица 3.10

Номер типа	Наименование параметра								
	d	n	D	L	b	t	l	r	d_1
LMT6	6	3	14	25	2,5	1,2	8	0,5	1,5
LMT8	8	3	16	25	2,5	1,2	8	0,5	1,5
LMT 10	10	3	21	33	3	1,5	10	0,5	1,5
LMT 13	13	3	24	36	3	1,5	12	0,5	1,5
LMT 16	16	3	31	50	3,5	2	14	0,5	2
LMT20	20	3	35	63	4	2,5	25	0,5	2
LMT 25	25	3	42	71	4	2,5	32	0,5	3
LMT 30	30	3	47	80	4	2,5	38	0,5	3
LMT40	40	3	64	100	6	3,5	46	0,5	4
LMT50	50	3	80	125	8	4	50	1	4
LMT60	60	3	90	140	12	5	55	1	5
LMT80	80	3	120	160	16	6	60	2	5
LMT 100	100	3	150	185	20	7	90	2,5	5

Номер типа	Наименование характеристики					
	Основная номинальная	Статический номинальный	Статический допустимый	Масса		
	нагрузка (радиальная), Н	крутящий момент, Нм	момент, Нм	Сплайн-гайка, кг	Сплайнвал, кг/м	
	C	C_0	$C_{от}$	M_A	m_1	m_2
LMT6 LMT8	800	1200	2,2	23	0,015	0,23
LMT 10 LMT 13	950	1400	3,4	28	0,016	0,40
LMT 16	1500	2200	6,6	55	0,046	0,62
LMT20	1800	2700	10,5	76	0,054	1,1
LMT25	3200	4700	23	186	0,128	1,6
LMT30	5400	7900	47	382	0,180	2,5
LMT40 LMT 50	7300	10800	81	582	0,290	3,9
LMT 60	8300	12300	ПО	741	0,380	5,6
LMT80 LMT 100	14900	22000	264	1670	0,910	9,9
	21600	31900	479	3120	1,650	15,5
	25200	37300	671	4000	2,200	22,3
	36900	54600	1310	6800	4,100	39,6
	51000	75600	2268	7400	8,700	61,8

Допустимые динамические и статические нагрузки

Допустимая динамическая нагрузка используется для расчета срока службы. Допустимая статическая нагрузка требуется для проверки запаса прочности статической нагрузки. Специфические данные можно найти в соответствующих каталогах продукции. Подробные описания метода расчета приведены в материалах для определенных направляющих и приводов. Методы расчета допустимых динамических и статических нагрузок определяются соответствующими национальными и международными стандартами. Профильные рельсовые направляющие и направляющие с шариковыми втулками согласно ISO 14728 части 1 и 2. Шариковинтовые приводы согласно DIN 69051 часть 4.

Допустимая динамическая нагрузка C представляет собой нагрузку, при которой достаточно большое число идентичных подшипников достигает своего номинального срока службы. Для шариковинтовых приводов и вращающихся подшипников качения номинальный срок службы составляет 1 млн. оборотов. Допустимая динамическая нагрузка линейных направляющих, таких как профильные рельсовые направляющие и направляющие с шариковыми втулками, базируется на номинальном сроке службы, равном перемещению 100 км.

Допустимая статическая нагрузка C_0 понимается как нагрузка, которая вызывает остаточную деформацию элемента и дорожки качения, которая соответствует примерно 0.0001 диаметра элемента качения. Практика показывает, что такая незначительная деформация не оказывает никакого отрицательного воздействия на плавность работы.

Методы расчета допустимых динамических и статических нагрузок определяются соответствующими национальными и международными стандартами. Профильные рельсовые направляющие и направляющие с шариковыми втулками согласно ISO 14728 части 1 и 2 Шариковинтовые приводы согласно DIN 69051 часть 4 оборотов. Допустимая динамическая нагрузка линейных направляющих, таких как профильные рельсовые направляющие и направляющие с шариковыми втулками, базируется на номинальном сроке службы, равном перемещению 100 км.

Допустимая статическая нагрузка S_0 понимается как нагрузка, которая вызывает остаточную деформацию элемента и дорожки качения, которая соответствует примерно 0.0001 диаметра элемента качения. Практика показывает, что такая незначительная деформация не оказывает никакого отрицательного воздействия на плавность работы.

Некоторые изготовители линейных направляющих рассчитывают допустимые динамические нагрузки, исходя из номинального срока службы 50 км вместо 100 км. Это приводит к другим и, как правило, более высоким значениям нагрузок, которые не могут сравниваться напрямую. Чтобы сравнить данные значения, требуется произвести следующие преобразования:

- коэффициент запаса 1.26 для шариковых элементов качения;
- коэффициент запаса 1.23 для роликовых элементов качения.

Система линейных перемещений подвергается воздействию разных типов нагрузок во время циклических перемещений. Для упрощения расчетов срока службы, данные нагрузки сводятся в одну единственную нагрузку, известную как эквивалентная нагрузка на подшипник. Более короткая форма «эквивалентная нагрузка» может также использоваться как эквивалент.

Эквивалентная статическая нагрузка должна определяться, когда нагрузки с разных направлений и моментов одновременно действуют на систему линейных перемещений, когда она находится в состоянии покоя.

Эквивалентная динамическая нагрузка определяется, когда происходит частое изменение нагрузок во время работы. Знакопеременными нагрузками могут быть, например, положительные и отрицательные усилия ускорения, а также усилия процесса. Для расчета эквивалентной динамической нагрузки, сначала необходимо установить репрезентативный цикл (поперечное сечение) с ожидаемыми нагрузками, расстояниями перемещения, скоростями и ускорениями. Данный цикл делится на фазы n , в которых нагрузки и скорости являются постоянными. В противном случае для соответствующей фазы необходимо установить среднее или эквивалентное значение. Для линейных направляющих циклы имеют зависимость от расстояния, а для шариковинтовых приводов они имеют зависимость от времени. Цикл обычно состоит из полного цикла перемещения (вперед или об-

ратно), который можно разделить на отдельные временные фазы.

Эквивалентная динамическая нагрузка для цикла, состоящего из разных фаз, определяется следующим образом: соответствующие индивидуальные нагрузки умножаются на пройденное расстояние (выраженное в процентной величине общего пройденного расстояния) в отдельных фазах, преобразуясь, таким образом, в эквивалентную нагрузку. При расчете с временными фазами (стадии дискретного времени) необходимо учитывать также изменение скоростей и числа оборотов.

Расчет эквивалентной динамической нагрузки для линейных направляющих выполняется по выражению:

$$F_m = \sqrt[p]{|F_1|^p * \frac{q_{s1}}{100\%} + |F_2|^p * \frac{q_{s2}}{100\%} + \dots + |F_n|^p * \frac{q_{sn}}{100\%}}, \quad (3.37)$$

где $p = 3$, для линейных шарикоподшипников;

$p = 10/3$, для линейных роликоподшипников;

F_m – эквивал. динамическая нагрузка;

$F_1 \dots F_n$ – нагрузка в фазе $1 \dots n$;

$q_{s1} \dots q_{sn}$ – стадии дискретного перемещения для фаз $1 \dots n$.

Коэффициент запаса прочности статической нагрузки S_0 всегда требуется для того, чтобы исключить недопустимые остаточные деформации дорожек и элементов качения. Это отношение статической грузоподъемности S_0 к максимальной нагрузке $F_{0 \max}$ и определяется с помощью самой большой амплитуды, даже очень кратковременной по выражению:

$$S_0 = \frac{C_0}{F_{0 \max}}, \quad (3.38)$$

где S_0 – коэффициент запаса прочности статической нагрузки;

C_0 – допустимая статическая нагрузка,

$F_{0 \max}$ – нагрузка.

Рекомендуемые значения коэффициента запаса прочности статической нагрузки в разных рабочих условиях приведены в таблице 3.11

Таблица 3.11

Условия эксплуатации	So
Нормальные рабочие условия	1 ... 2
При низких ударных нагрузках и вибрациях	2 ... 4
При умеренных ударных нагрузках или вибрациях	3 ... 5
При тяжелых ударных нагрузках или вибрациях	4 ... 6
При неизвестных параметрах нагрузок	6 ... 15

Силы и моменты, действующие на каретку.

Силы, действующие на систему, распределяются на каретки в зависимости от компоновки системы. Силовые и моментные нагрузки на основе сил, действующих на систему, должны рассчитываться для каждой каретки во время определения номинального срока службы.

Все расчеты нагрузок производятся исходя из бесконечной жесткости основания станины и бесконечной жесткости оснастки. На рис. 3.57 приведена схема действующих сил и моментов на одну каретку

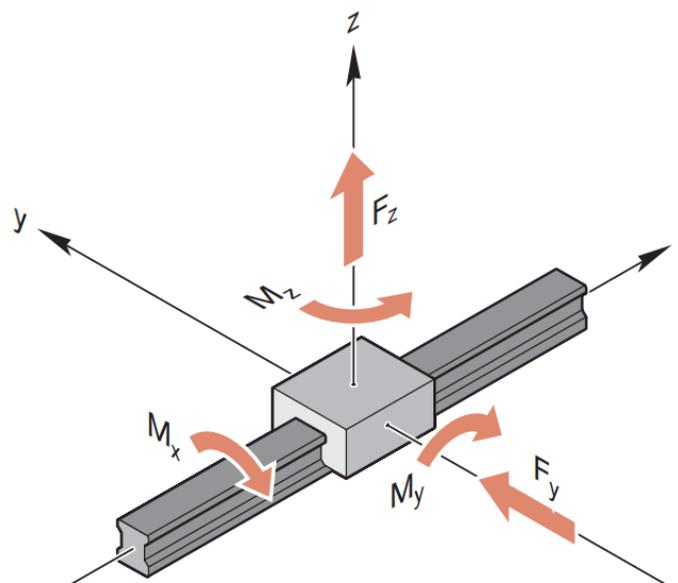


Рис. 3.57. Схема действия сил и моментов на одну каретку

В табл. 3.12 представлены типичные варианты практических компоновок вместе с нагрузками на каретки, которые должны рассчитываться для каждого случая.

Таблица 3.12

Вариант	Компоновка	Силы		Моменты		
		в направлении z	в направлении y	вокруг оси X	вокруг оси Y	вокруг оси Z
		Отрыв./прижим.	Боковая нагрузка	Момент кручения	Продольный момент	Продольный момент
1	1 рельс 1 каретка	F_z	F_y	M_x	M_y	M_z
2	1 рельс 2 каретки	F_z	F_y	M_x	---	---
3	2 рельса 2 каретки	F_z	F_y	---	M_y	M_z
4	2 рельса 4 каретки	F_z	F_y	---	---	--
5	2 рельса 6 кареток	F_z	F_y	---	---	----
6	2 рельса 8 кареток	F_z	F_y	---	---	---

Ниже приведены расчетные формулы для определения нагрузок на каретки для разных комбинаций рельс/каретка:

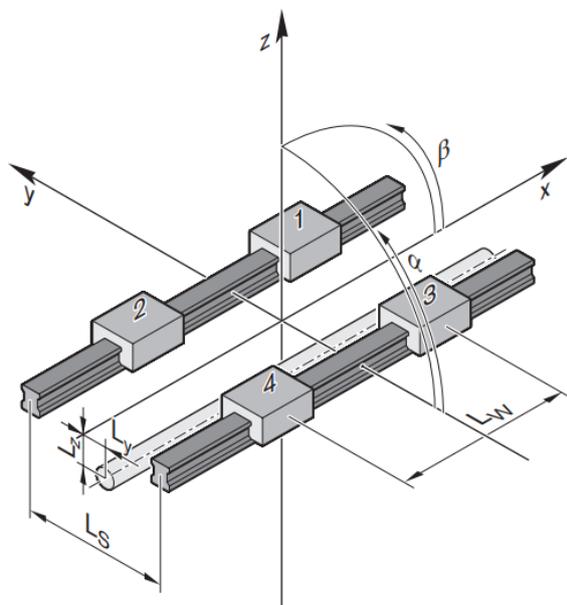


Рис. 3.58. Геометрия системы с 2 направляющими рельсами и 4 каретками

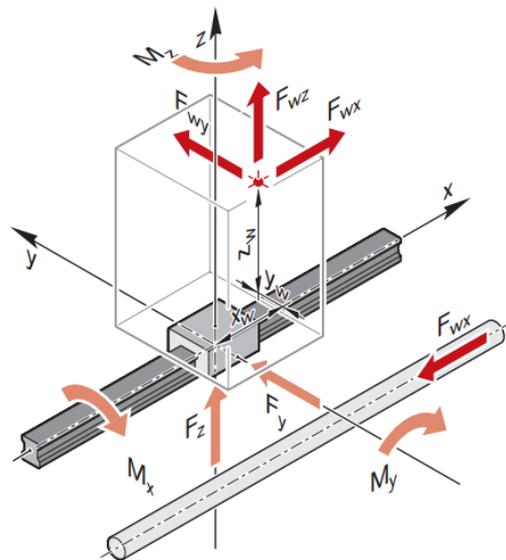


Рис. 3.59. Действующие силы с точками приложения усилий, а также силовые и моментные нагрузки на каретке в системе с 1 направляющим рельсом и 1 кареткой

Здесь и далее введены следующие обозначения:

$F_{wx,j}$ – сила, действующая в направлении x варианта нагрузки j ;

$F_{wy,j}$ – сила, действующая в направлении y варианта нагрузки j ;

$F_{wz,j}$ – сила, действующая в направлении z варианта нагрузки j ;

F_{zni} – сила в направлении z на каретке i в фазе n ;

F_{yni} – сила в направлении y на каретке i в фазе n ;

M_{xni} – момент вокруг оси X на каретке i в фазе n ;

M_{yni} – момент вокруг оси Y на каретке i в фазе n ;

M_{zni} – момент вокруг оси Z на каретке i в фазе n ;

$x_{w,j}$ – координата x точки приложения действующей силы;

$y_{w,j}$ – координата y точки приложения действующей силы;

$z_{w,j}$ – координата z точки приложения действующей силы;

L_s – расстояние между рельсами;

L_w – расстояние между каретками;

L_y – координата y привода;

L_z – координата z привода;

- α – угловое положение системы относительно оси X;
- β – угловое положение системы относительно оси Y;
- n - фаза;
- i – каретка;
- j – расчетный вариант нагрузки;
- k – число или конечный элемент расчетного варианта нагрузки.

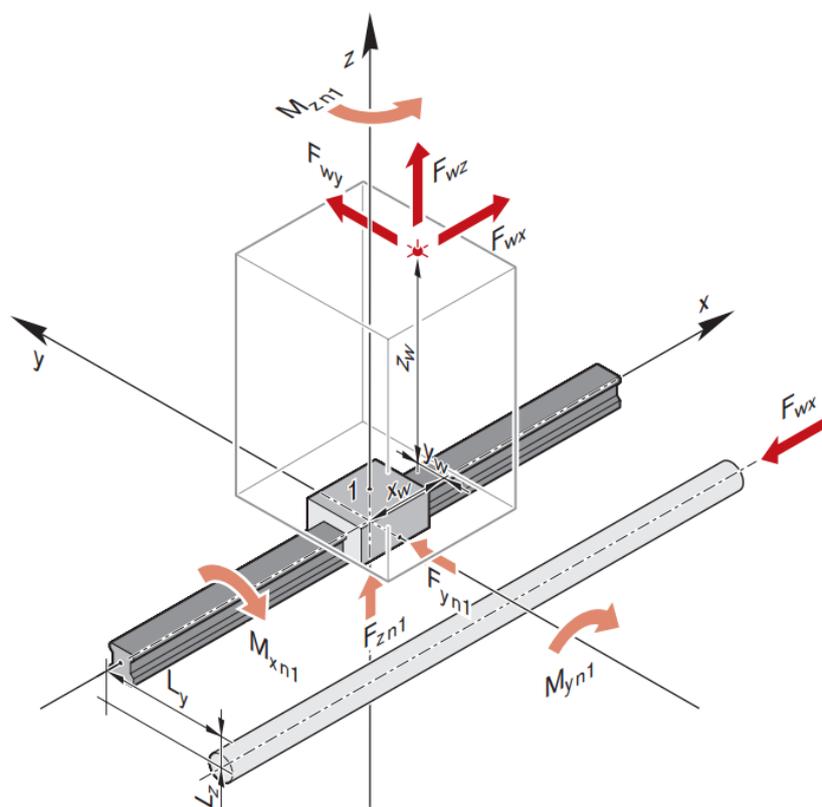


Рис. 3 60. Нагрузки на систему с 1 направляющим рельсом и 1 кареткой

Каретка 1, сила в направлении z:

$$F_{zn1} = \sum_{j=1}^k F_{wz, j} . \quad (3.39)$$

Каретка 1, сила в направлении y::

$$F_{yn1} = \sum_{j=1}^k F_{wy, j} \quad (3.40)$$

Каретка 1, Момент вокруг оси x:

$$M_{xn1} = \sum_{j=1}^k (F_{wy, j} \cdot z_{w, j}) - \sum_{j=1}^k (F_{wz, j} \cdot y_{w, j}) \quad (3.41)$$

Каретка 1, Момент вокруг оси y:

$$M_{yn1} = \sum_{j=1}^k (F_{wx, j} \cdot (z_{w, j} - L_z)) - \sum_{j=1}^k (F_{wz, j} \cdot x_{w, j}) \quad (3.42)$$

Каретка 1, Момент вокруг оси z:

$$M_{zn1} = -\sum_{j=1}^k (F_{wx,j} \cdot (y_{w,j} - L_y)) + \sum_{j=1}^k (F_{wy,j} \cdot x_{w,j}) \quad (3.43)$$

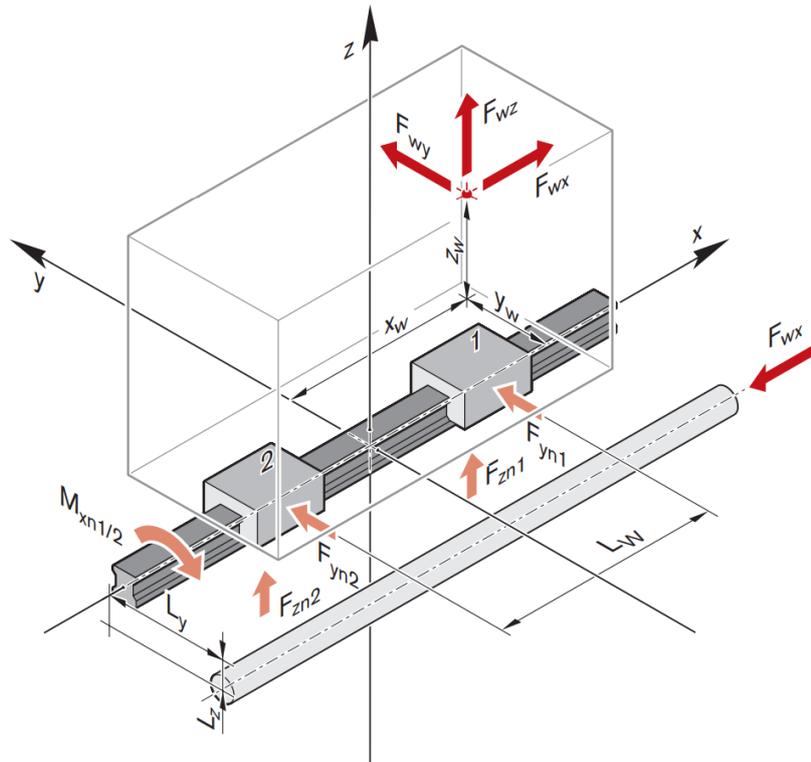


Рис. 3.61. Нагрузки на систему с 1 направляющим рельсом и 2 каретками

Каретка 1, Сила в направлении z :

$$F_{zn1} = \frac{\sum_{j=1}^k F_{wz,j}}{2} - \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wx,j} \cdot (z_{w,j} - L_z)) - \sum_{j=1}^k (F_{wz,j} \cdot x_{w,j})}{L_w} \quad (3.44)$$

Каретка 2, Сила в направлении z :

$$F_{zn2} = \frac{\sum_{j=1}^k F_{wz,j}}{2} + \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wx,j} \cdot (z_{w,j} - L_z)) - \sum_{j=1}^k (F_{wz,j} \cdot x_{w,j})}{L_w} \quad (3.45)$$

Каретка 1, Сила в направлении y :

$$F_{yn1} = \frac{\sum_{j=1}^k F_{wy,j}}{2} - \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wx,j} \cdot (y_{w,j} - L_y)) - \sum_{j=1}^k (F_{wy,j} \cdot x_{w,j})}{L_w} \quad (3.46)$$

Каретка 2, Сила в направлении y :

$$F_{yn2} = \frac{\sum_{j=1}^k F_{wy,j}}{2} + \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wx,j} \cdot (y_{w,j} - L_y)) - \sum_{j=1}^k (F_{wy,j} \cdot x_{w,j})}{L_w} \quad (3.47)$$

Каретка 1/2, Момент вокруг оси X :

$$M_{xn1} = M_{xn2} = \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wy,j} \cdot z_{w,j}) - \sum_{j=1}^k (F_{wz,j} \cdot y_{w,j})}{2} \quad (3.48)$$

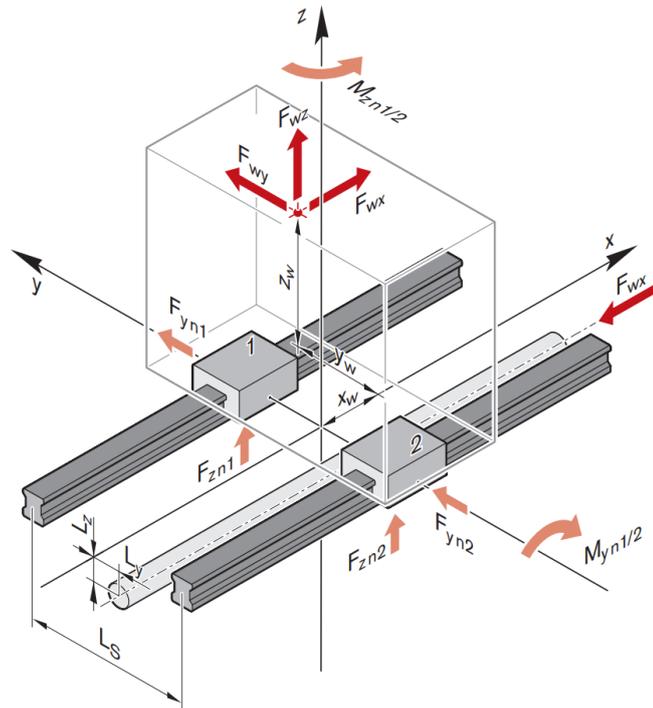


Рис. 3.62. Нагрузки на систему с 2 направляющими рельсами и 2 каретками

Каретка 1, Сила в направлении z :

$$F_{zn1} = \frac{\sum_{j=1}^k F_{wz, j}}{2} - \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wyj} \cdot z_{wj}) - \sum_{j=1}^k (F_{wzj} \cdot y_{wj})}{L_s} \quad (3.49)$$

Каретка 2, Сила в направлении z :

$$F_{zn2} = \frac{\sum_{j=1}^k F_{wz, j}}{2} + \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wyj} \cdot z_{wj}) - \sum_{j=1}^k (F_{wzj} \cdot y_{wj})}{L_s} \quad (3.50)$$

Каретка 1/2, Сила в направлении y :

$$F_{yn1} = F_{yn2} = \frac{\sum_{j=1}^k F_{wy, j}}{2} \quad (3.51)$$

Каретка 1/2, Момент вокруг оси Y :

$$M_{yn1} = M_{yn2} = \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wxj} \cdot (z_{wj} - L_z)) - \sum_{j=1}^k (F_{wzj} \cdot x_{wj})}{2} \quad (3.52)$$

Каретка 1/2, Момент вокруг оси Z :

$$M_{zn1} = M_{zn2} = \frac{-\sum_{j=1}^k (F_{wxj} \cdot (y_{wj} - L_y)) + \sum_{j=1}^k (F_{wyj} \cdot y_{wj})}{2} \quad (3.53)$$

Системы с 2 рельсами и 4 каретками являются наиболее типичными компоновками. Поэтому эта компоновка будет рассмотрена более подробно.

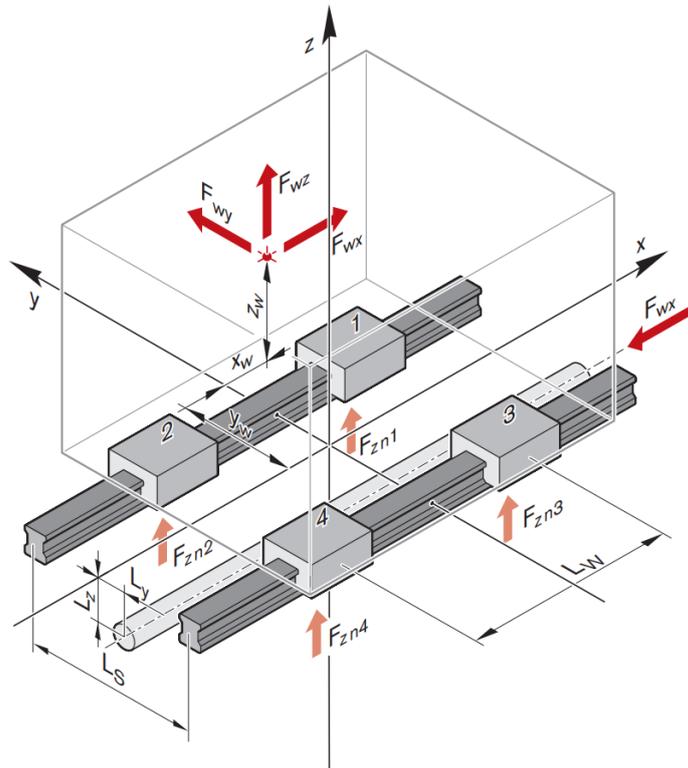


Рис. 3.63. Нагрузки на систему с 2 направляющими рельсами и 4 каретками

Нагрузки в направлении z

Внешние нагрузки $F_{zn i}$, действующие на каретки i (от 1 до 4) в направлении z в фазе n , рассчитываются с помощью следующих формул.

Каретка 1:

$$F_{zn1} = \frac{\sum_{j=1}^k F_{wzj}}{4} + \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wzj} \cdot y_{wj}) - \sum_{j=1}^k (F_{wyj} \cdot z_{wj})}{2 \cdot L_s} + \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wzj} \cdot x_{wj}) - \sum_{j=1}^k (F_{wxj} \cdot (z_{wj} - L_z))}{2 \cdot L_w} \quad (3.54)$$

Каретка 2:

$$F_{zn2} = \frac{\sum_{j=1}^k F_{wzj}}{4} + \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wzj} \cdot y_{wj}) - \sum_{j=1}^k (F_{wyj} \cdot z_{wj})}{2 \cdot L_s} + \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wxj} \cdot (z_{wj} - L_z)) - \sum_{j=1}^k (F_{wzj} \cdot x_{wj})}{2 \cdot L_w} \quad (3.55)$$

Каретка 3:

$$F_{zn3} = \frac{\sum_{j=1}^k F_{wzj}}{4} + \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wzj} \cdot z_{wj}) - \sum_{j=1}^k (F_{wzj} \cdot y_{wj})}{2 \cdot L_s} + \quad (3.56)$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wzj} \cdot x_{wj}) - \sum_{j=1}^k (F_{wxj} \cdot (z_{wj} - L_z))}{2 \cdot L_w} \\
& \text{Каретка 4:} \\
& F_{zn4} = \frac{\sum_{j=1}^k F_{wzj}}{4} + \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wyj} \cdot z_{wj}) - \sum_{j=1}^k (F_{wzj} \cdot y_{wj})}{2 \cdot L_s} \quad (3.57) + \\
& + \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wxj} \cdot (z_{wj} - L_z)) - \sum_{j=1}^k (F_{wzj} \cdot x_{wj})}{2 \cdot L_w}
\end{aligned}$$

Нагрузки в направлении оси у

Внешние нагрузки F_{yni} , действующие на каретки i (от 1 до 4) в направлении u в фазе n , рассчитываются с помощью следующих формул.

Каретка 1-3:

$$F_{yn1} = F_{yn3} = \frac{\sum_{j=1}^k F_{wyj}}{4} + \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wyj} \cdot x_{wj}) - \sum_{j=1}^k (F_{wxj} \cdot (y_{wj} - L_y))}{2 \cdot L_w} \quad (3.58)$$

Каретка 2-4:

$$F_{yn2} = F_{yn4} = \frac{\sum_{j=1}^k F_{wyj}}{4} + \frac{\sum_{j=1}^k (F_{wyj} \cdot x_{wj}) - \sum_{j=1}^k (F_{wxj} \cdot (y_{wj} - L_y))}{2 \cdot L_w} \quad (3.59)$$

Расчет LM – направляющих на долговечность при действии внешних нагрузок проводят по формуле:

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_w} \cdot \frac{C}{P_C} \right)^3 \cdot 50, \quad (3.60)$$

где L – долговечность работы направляющей, км; C – основная номинальная динамическая нагрузка, Н; P_C – расчетная нагрузка Н. Когда LM – блок воспринимает одновременные нагрузки всех направлений, то определяют результирующую (эквивалентную нагрузку) P_E , Н, и подставляют ее в формулу (3.60) вместо P_C :

Для LM – направляющих типа HSR:

$$P_E = |P_R - P_L| + P_T, \quad (3.61)$$

где P_R – радиальная нагрузка, Н; P_L – противорадиальная нагрузка, Н; P_T – горизонтальная нагрузка (не осевая), Н.

Для LM –направляющих типа SR:

$$P_E = X P_L + Y P_T, \quad (3.62)$$

где X и Y – коэффициенты эквивалентности. При $P_L / P_T \geq 1$ коэффициенты эквивалентности равны $X=1$ и $Y=1,15$ и P_E становится результирующей противорадиальной нагрузкой. При $P_L / P_T < 1$ $X=0,866$ и $Y=1$ и P_E является результирующей нагрузкой в горизонтальном направлении;

для LM – направляющих типа RSR результирующую нагрузку P_E определяют аналогично LM – направляющим типа HSR;

f_H – коэффициент твердости;

f_T – температурный коэффициент. При температуре системы $t \leq 100^\circ\text{C}$ $f_T = 1$, при $100^\circ\text{C} < t \leq 200^\circ\text{C}$ $1 \geq f_T \geq 0,73$;

f_C – коэффициент контакта. Его принимают в зависимости от числа n подшипниковых блоков на одной направляющей. При $n = 1$ $f_C = 1$; при $n=2$ $f_C = 0,81$; при $n=3$ $f_C = 0,72$; при $n = 4$ $f_C = 0,66$;

f_W – коэффициент нагрузки. При спокойной внешней нагрузке и скорости перемещения $v \leq 0,25$ м/с $f_W = 1,15$.

Долговечность LM – направляющих можно определить в часах, ч:

$$L_h = \frac{10^3 \cdot L}{2 \cdot l_s \cdot n_1 \cdot 60} \quad (3.63)$$

где l_s – длина хода, м; n_1 – частота возвратно-поступательных перемещений (циклов) в минуту, ц/мин.

Расчет шарикосплайновых направляющих на долговечность при действии только крутящего момента проводят по формуле:

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C \cdot C_T}{f_W \cdot T_C} \right)^3 \cdot 50, \quad (3.64)$$

где L – долговечность работы направляющей, км; C_T – основной номинальный динамический момент, Нм; T_C – расчетный нагрузочный крутящий момент, Нм.

При действии радиальной нагрузки:

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C \cdot C}{f_W \cdot P_C} \right)^3 \cdot 50, \quad (3.65)$$

где C – основная номинальная динамическая нагрузка, Н; P_C – расчетная радиальная нагрузка, Н.

При одновременном действии крутящего момента и радиальной силы определяют эквивалентную радиальную нагрузку, Н:

$$P_E = P_C + \frac{4T_C \cdot 10^3}{3d_p \cdot \cos \alpha'} \quad (3.66)$$

где d_p – диаметр окружности по центрам шариков, мм; $\alpha=45^\circ$ – угол контакта шариков с поверхностями винта и гайки, град.

В этом случае долговечность, км, определяют по формуле:

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{P_E} \right)^3 \cdot 50, \quad (3.67)$$

Долговечность работы шарикосплайновых направляющих в часах, ч, определяют в виде:

$$L_h = \frac{10^3 \cdot L}{2 \cdot l_s \cdot n_1 \cdot 60} \quad (3.68)$$

где l_s – длина хода, м; n_1 – частота возвратно-поступательных перемещений (циклов) в минуту, ц/мин.

Расчет направляющих на статическую грузоподъемность проводят по формуле:

$$\frac{C_0}{P_0} \geq f_s, \quad (3.69)$$

где C_0 – основная номинальная статическая нагрузка, Н; P_0 – статическая нагрузка, Н; f_s – статический коэффициент безопасности. При спокойной нагрузке и малом прогибе оси $f_s = 1,0 \dots 1,5$; при ударном воздействии и осевой силе $f_s = 2 \dots 5$.

3.6. Соединительные муфты в мехатронных модулях

Для передачи крутящего момента от исполнительного двигателя вращательного движения на механизм преобразования движения и исполнительный механизм необходима муфта. В общем случае муфты используются для реализации следующих функций:

- передачи мощности от ведущего вала к ведомому валу.
- соединения 2-х компонентов, которые изготавливаются отдельно, например, выходной вал шагового двигателя и вал шариковинтовой передачи.
- обеспечения дополнительной гибкости при передаче мощности в случае необходимости.
- защиты от перегрузок и уменьшения передачи ударных нагрузок с одного вала на другой.

При выборе муфты учитываются величина передаваемого крутящего момента и её способность компенсировать несоосность (угло-

вую и (или) линейную) соединяемых валов. Самый распространенный вид муфт – механические соединительные муфты.

Наиболее конструктивно простой вид механических муфт – жесткие муфты (штульные, фланцевые и продольно-свернутые), осуществляющие жесткое соединение между двумя валами и не допускающее никаких смещений и поворотов одного из валов при работе механизма (другой один вариант их названия – глухие муфты). Жесткие муфты обычно используют в передачах, где нет каких-либо значительных вибраций, а смещения валов от своего изначального положения не представляются возможными. Валы в передаче должны быть ровными. На рис. 3.64 приведен вид жесткой муфты фланцевого типа.



Рис. 3.64. Вид жесткой муфты фланцевого типа

Такие муфты способны передавать довольно большие крутящие моменты при отсутствии относительного смещения валов. Если в механизме с жесткой муфтой появятся смещающие один из валов нагрузки, механизм может выйти из строя. При этом последствия смещения могут быть довольно серьезными – например, вал может погнуться, и, продолжая вращение в изогнутом состоянии, деформировать другие части станка. Поэтому данный вид муфт применяются там, где гарантировано высокое качество сборки, и есть возможность для тщательной центровки соединяемых валов.

Кулачковые муфты являются разборными и состоят из двух полу муфт с торцевыми кулачками. Включение кулачковой муфты под нагрузкой сопровождается ударами, в этом случае применяют кулачковые муфты с упругой вставкой между кулачками. На рис. 3.73 представлены виды кулачковых муфт



Рис. 3.65. Виды кулачковых муфт

По форме вставки напоминают звездочку (ромашку, паук), производятся из полиуретана, резины. Они достаточно жесткие, чтобы передавать крутящий момент без запаздывания и достаточно упруго-вязкие, чтобы гасить вибрации, компенсировать небольшую несоосность (до 1 градуса). Эти же вставки являются наиболее слабым звеном, со временем изнашиваются и требуют замены. Благодаря способности передавать большие крутящие моменты и небольшим габаритам, кулачковые муфты широко используются в различных приводных устройствах.

Спиральные муфты (рис. 3.66) цельнометаллические, как и жесткие муфты, но имеют отличие: в средней части они имеют тонкие поперечные пропилы. По этой причине спиральные муфты в определенных пределах могут изгибаться под нагрузкой, т.е. компенсировать небольшую несоосность (до 2-х градусов угловую и до 2 мм линейную). В тоже время они сохраняют жёсткость и прочность, чтобы передавать крутящий момент, но значительно (до 5-8 раз) уступают в этом жестким муфтам.



Рис. 3.66. Вид спиральной муфты

В сильфонных муфтах (рис. 3.67) две полумуфты соединяются с сильфоном.



Рис. 3.67. Вид сильфонных муфт

Сильфон – это упругая однослойная или многослойная гофрированная оболочка. В муфтах обычно используется металлический сильфон. Это позволяет муфте выдерживать при работе высокие температуры до 300С. У дешёвых версий оно может быть довольно слабым, из-за чего муфта может разорваться в этой части и потерять свою работоспособность. Жесткое соединение без зазора позволяет передавать крутящий момент мгновенно, без инерции, поэтому сильфонные муфты широко применяются в станкостроении для привода шариково-винтовых пар. Качественные муфты могут использоваться в высокодинамичных циклических режимах работы, а также при чрезвычайно высоких скоростях вращения - до 200 000 об / мин в зависимости от модели. Сильфонные муфты компенсируют смещения и наклоны валов, максимальные значения которых могут быть немного больше, чем допустимые смещения мембранных муфт. Сильфонные муфты не надо смазывать, и в процессе работы они не изнашиваются, что несомненно является их весомым преимуществом. По сути, эти муфты превосходят спиральные, разрезные, пружинные муфты во всём, но и стоят соответственно, дороже.

Гибкая муфта (рис. 3.68) состоит из двух полумуфт, фиксирующихся на валах, и прокладки специальной формы, которая находится между ними.



Рис. 3.68. Вид гибкой муфты

Эта прокладка и является гибким элементом, который компенсирует небольшую несоосность валов, а также их наклон относительно друг друга. Конструкция муфты очень гибкая, и подойдёт только для небольших крутящих моментов и нагрузок. Её компенсирующие свойства хорошо подходят для валов с небольшими диаметрами, примерно до 12ти миллиметров. Плюс, полиуретановая прокладка не пропускает электрический ток.

Муфты с металлическим пружинным элементом (Рис. 3.69) могут передавать большие крутящие моменты в условиях вибраций и небольшой несоосности валов.



Рис. 3.69. Вид муфты с металлическим пружинным элементом

Полумуфты соединяются пружинным элементом оригинальной конструкции, который укладывается в прорези-пазы. За счет пружинящих свойств эти муфты способны гасить вибрации и нивелировать отклонения от соосности. При замене пружинного элемента производить повторную центровку полумуфт не требуется.

Кроме упомянутых выше существует большое количество других видов жестких и компенсирующих муфт, информацию о которых можно найти в литературных источниках.

Любую из вышеперечисленных муфт для использования в механизме нужно будет закрепить на валах. Вариантов крепления муфт довольно много, они могут отличаться на похожих моделях у разных производителей, да и один производитель может выпускать муфты, отличающиеся только вариантами крепления.

Способ прижима вала винтом часто можно встретить на муфтах 3д принтеров, такое крепление распространено и в муфтах другого оборудования. Для фиксации в частях муфты, куда устанавливаются валы, есть сквозные отверстия с резьбой. В этих отверстиях расположены компактные винтики без видимой шляпки, с гнездом под шестигранник. Вал устанавливается внутрь муфты, а винты закручиваются до упора внутрь муфты, таким образом зажимая вал в установленном положении. Это компактное решение, которое подходит для передач, которые не испытывают больших нагрузок в работе. Так как вал зажат внутри муфты только поверхностью винта, а не всей плоскостью корпуса муфты, такое соединение может не справиться с резкой сменой большого крутящего момента в передаче. То же касается больших нагрузок, вызывающих, например, продольное смещение вала.

Ещё один механизм фиксации вала – затяжка. На краях муфты имеется по одной прорези, разделяющие эти края на две половинки. Вал устанавливается в муфту, после чего вот эти винтики сбоку закручивают, корпус муфты немного сжимается, зажимая вал внутри предназначенной для него впадины. Площадь соприкосновения вала и муфты в этом варианте больше, чем при фиксации на монтажные винты, и соответственно, вал в затяжке зафиксирован надёжнее.

Шлицевое соединение нередко используется в качестве для создания неподвижного соединения. Двух валов или крепления муфты при больших передаваемых моментах. Некоторые муфты с валами тоже могут быть зафиксированы штифтом. В установленном положении он проходит и через корпус муфты и через вал насквозь, не позволяя валу выскочить из своего положения.

Шпоночное соединение, как и соединение штифтом – довольно распространённый метод крепления, встречающийся во многих изде-

лиях. Его можно встретить и в некоторых муфтах. Для фиксации понадобится шпонка, которая вставляется в пазы, находящиеся в корпусе муфты и вала. Для особо крепкой фиксации вала в муфте может быть использован цанговый зажим. Он располагается внутри отверстия под вал и подкручивается винтами со стороны вала. Или же со стороны вала может находиться конусообразное кольцо на резьбе, которое при закручивании фиксирует вал цанговым зажимом.

В некоторых передачах можно встретить зубчатые соединения. На внутренней части муфты и на конце вала имеются зубцы, которые фиксируют положение друг друга при установке вала в муфту. Такое соединение надёжно защищает передачу от прокручивания вала.

Муфты могут быть изготовлены с использованием самых разных материалов. Наиболее распространены, конечно, металлы, такие как алюминий и его сплавы, а также сталь. Проставки в особо крепких массивных муфтах могут быть изготовлены из чугуна. Алюминий и нержавеющая сталь обеспечивают муфтам химическую и коррозионную стойкость. Наиболее распространённые материалы для проставок в муфтах – это полиуретан, ударопрочный каучук и некоторые другие эластичные полимеры. Есть и менее распространённые варианты. Например, проставка может быть изготовлена из меди или латуни.

В целом, если муфта не предназначена для серьёзных нагрузок, её можно и вовсе распечатать из твёрдого пластика на 3д принтере.

Вопросы для самоконтроля

1. Назовите все основные компоненты мехатронных модулей.
2. Для чего используются механизмы преобразования движения?
3. Перечислите достоинства и недостатки механизмов преобразования движения.
4. Перечислите основные технические характеристики механизмов преобразования движения.
5. Перечислите достоинства и недостатки механизмов преобразования движения на основе зубчатых передач.
6. Перечислите достоинства и недостатки механизмов преобразования движения на основе червячных передач.

7. Объясните работу планетарной передачи.
8. Как работает волновая передача.
9. Объясните работу эпициклической передачи.
10. В чем заключаются достоинства планетарной цепочной передачи?
11. Перечислите достоинства и недостатки подшипников скольжения.
12. Назовите основные типы подшипников качения.
13. В чем заключаются достоинства самоустанавливающихся подшипников?
14. Как устроены гидростатические опоры?
15. Как выгладит передаточное число передачи шестерня-рейка?
16. Как устроены опоры типа «магнитный подвес»?
17. Запишите выражение для передачи винт-гайка.
18. Сравните передачи винт-гайка скольжения и качения.
19. Поясните устройство передачи винт-гайка скольжения.
20. Поясните устройство передачи винт-гайка качения.
21. Объясните устройство ролик - винтовой передачи.
22. Для чего используются направляющие в модулях поступательного перемещения?
23. Дайте характеристику направляющим скольжения.
24. Назовите достоинства и недостатки шариковых направляющих.
25. Сравните между собой шариковые и роликовые направляющие.
26. Объясните устройство рельсовых направляющих.
27. Как устроены шариковые сплайновые направляющие?
28. Для чего используются в приводах муфты?
30. Приведите примеры жестких муфт.
31. Приведите примеры компенсационных муфт.

Глава 4. ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ РОБОТОВ

Исполнительный механизм представляет собой механическую составляющую исполнительного устройства робота и служит для обеспечения перемещения самого устройства, его рабочего органа или инструмента в плоскости или пространстве по заранее заданной траектории при выполнении технологической задачи.

Как указано в терминологии, предложенной Поповым Е.П., все перемещения робототехнических систем условно подразделяются на глобальные – выполняемые на расстояниях, превышающих габариты робота, например, у мобильных платформ; региональные – сопоставимые с размерами самого исполнительного механизма и характерные для стационарных манипуляторов; а также локальные – необходимые для ориентации рабочих инструментов, в первую очередь схватов, при реализации технологических операций. В соответствии с этим далее рассматриваются различные типы исполнительных механизмов: движители мобильных роботов, исполнительные устройства манипуляционных систем, включая транспортные перемещения, конструкции схватов, а также специализированные элементы – уравновешивающие устройства и механизмы с замкнутой кинематикой.

4.1. Исполнительные механизмы (движители) мобильных роботов

Для передвижения мобильных роботов применяются разнообразные типы движителей: колесные, гусеничные, шагающие и комбинированные колесно-шагающие.

Каждый вид движителя имеет свою область эффективного применения. При проектировании параметры движителя обычно оптимизируют под конкретные условия эксплуатации и типы поверхностей. Однако мобильные роботы функционируют в условиях неопределенности внешней среды, что делает невозможным однозначную настройку параметров. По этой причине современные движители разрабатываются с возможностью адаптации к различным поверхностям и рельефам. Это особенно актуально для миниатюрных робототехнических комплексов, предназначенных для работы внутри помещений, в зонах чрезвычайных ситуаций, а также для боевых и разведывательных устройств.

Так, если мобильный робот должен функционировать на пересеченной местности, то предпочтение отдается гусеничному двигателю как наиболее универсальному варианту. Если же основная эксплуатация предполагается на подготовленных поверхностях, более целесообразно применение колесного шасси. Шагающие механизмы находят применение лишь в условиях, где их скорость превосходит таковую у колесных или гусеничных аналогов – например, в горной местности, на завалах и в других сложных ландшафтах.

Колёсный тип локомоции является одним из самых часто применяемых способов перемещения мобильных устройств. В зависимости от количества задействованных колёс, он подразделяется на несколько подвидов. Использование небольшого числа колёс (от одного до двух) позволяет упростить конструкцию и повысить манёвренность техники, в то время как увеличение количества колёс положительно влияет на площадь контакта с опорной поверхностью, что улучшает проходимость устройства.

Центральным элементом колёсной конструкции выступает колесная база – несущая структура, к которой крепятся двигатели и механизмы привода, а также размещаются дополнительные компоненты робота: электроника, периферийные устройства и оборудование. Основными требованиями к колесной базе являются её прочность и жёсткость, поскольку именно она воспринимает все нагрузки при движении и эксплуатации.

Виды колёсных платформ:

Двухколёсные конструкции (рис. 4.1), как правило, применяются совместно с системами, отслеживающими угол наклона корпуса и формирующими соответствующее управляющее воздействие для двигателей с целью поддержания равновесия и обеспечения заданного перемещения. Для этих целей часто используются различные гироскопические датчики.



Рис. 4.1. Вид двухколесного робота

Задача балансировки двухколёсного аппарата напрямую связана с моделью обратного маятника. На сегодняшний день существует множество реализованных решений, основанных на этом принципе.

Одноколёсные роботы (рис. 4.2) развиваются на основе концепций, применяемых в двухколёсных системах. Для передвижения в двумерной плоскости такие устройства могут использовать шаровое колесо, приводимое несколькими двигателями. Подобные разработки уже имеют место в практике. Комбинация динамической устойчивости и точечного контакта со сферическим колесом наделяет такие аппараты уникальными характеристиками среди наземных транспортных средств.

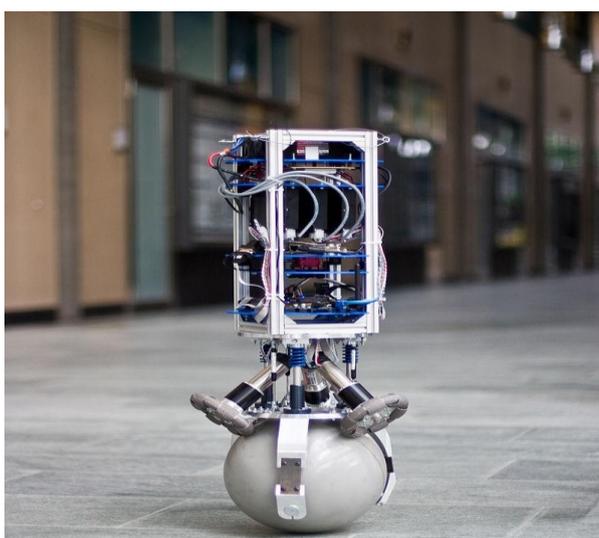


Рис. 4.2. Вид шаробота

Шароботы обладают возможностью движения в любом направлении без предварительного разворота. Их манёвренность ограничивается исключительно динамическими параметрами, а не конструктивными особенностями, как у традиционных колёсных машин (например, невозможностью бокового перемещения). Устройства данного типа имеют нулевой радиус поворота и способны изменять направление движения без остановки или изменения ориентации. Кроме того, для компенсации центробежных сил шароботы наклоняются в сторону поворота, что обеспечивает плавность и элегантность движений, сравнимых с движениями фигуристов. Таким образом, для шароботов одинаково легко как находиться в неподвижном состоянии, так и осуществлять перемещение.

Прямоугольная платформа, в передней части которой установлены два основных мотора. В данной конструкции применяются колеса типа Tire Wheel, внешне напоминающие автомобильные шины. Такие колеса обеспечивают высокий уровень сцепления с покрытием, что дает возможность роботу уверенно перемещаться даже по шероховатым и неровным поверхностям.

Модификация этой базы с полным приводом, при которой все четыре колеса являются ведущими. Эта конфигурация особенно эффективна при работе на сложных участках местности и рельефных поверхностях, обеспечивая максимальное преодоление препятствий.

Трехколесная схема, в отличие от дифференциальной, обладает значительно большей подвижностью. Комбинация с omni-колесами предполагает наличие корпуса из пластика с резиновыми роликами, свободно вращающимися по окружности. Подобная конструкция позволяет роботу двигаться в трёх плоскостях: вперёд/назад, влево/вправо, а также поворачивать на месте. Колесная база такого типа используется при выполнении задач на гладких или слабопересечённых поверхностях, где требуется быстрое перемещение и транспортировка легких объектов.

Четырехколесные конструкции (рис. 4.3), у которых все колеса являются ведущими, представлены двумя вариантами: один предусматривает установку omni-колес с двигателем под углом 45° к направлению движения, другой – использование механо-колес, являющихся разновидностью omni-колес, но с расположением моторов перпендикулярно ходу робота. Обе схемы подходят исключительно для идеально ровных поверхностей.



Рис. 4.3. Вид 4-х колесного робота

Для работы на каменистой почве, травянистых участках и других труднопроходимых территориях применяются шестиколесные роботы, обладающие более высоким уровнем сцепления, чем четырехколесные аналоги. Еще лучшее сцепление обеспечивают гусеничные движители, которые широко используются в боевых роботах благодаря своей проходимости на пересеченной местности. Однако на гладких покрытиях их применение затруднено. В качестве приводов колес могут использоваться двигатели постоянного тока, механизмы преобразования движения, рассмотренные в разделе 3.2, а также соединительные муфты, описанные в разделе 3.6. На сегодняшний день наиболее распространенным решением в мобильных колесных роботах является применение мотор-колес. Их надежность и долговечность обеспечиваются за счет объединения в едином устройстве электродвигателя, трансмиссии и самого колеса. Конструктивно мотор-колеса делятся на две категории:

- редукторные (Geared Hub Motor);
- прямоприводные (Direct Drive), не имеющие редуктора.

Мотор-колеса с редуктором (рис. 4.4) имеют в своей конструкции планетарный редуктор и обгонную муфту. Их мощность обычно составляет от 250 до 500 Вт. К достоинствам таких устройств относятся свободный накат, высокий КПД на всех скоростных режимах, компактные размеры и небольшой вес – порядка 2–2,5 кг. Однако у них имеются и ограничения: они не позволяют достичь высоких значений как по скорости, так и по мощности.



Рис. 4.4. Вид редукторного мотор-колеса

Безредукторные мотор-колеса (рис. 4.5) представляют собой максимально простую конструкцию, состоящую из ротора и статора. Это делает их особенно надежными. Благодаря такой схеме они способны развивать большую мощность – свыше 1000 Вт, а также обеспечивать высокую скорость движения – более 40 км/ч. К недостаткам следует отнести увеличенные габариты и массу, а также наличие определённого сопротивления при вращении педалей.



Рис. 4.5. Вид безредукторного мотор-колеса

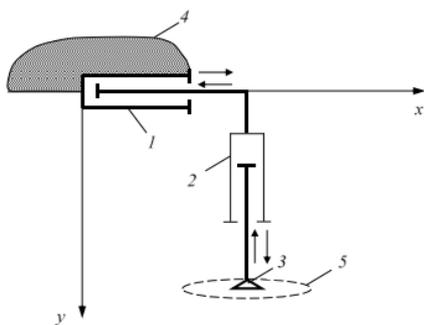
Принцип действия у редукторных и безредукторных мотор-колес одинаков. В конструкции присутствует ротор с постоянным магнитом и неподвижный статор, выполненный из электротехнической стали в виде звезды с множеством лучей, на которые намотана обмотка. При подаче тока на обмотку она становится электромагнитом. Взаимодействие противоположных полюсов статора и ротора вызывает притяжение, что лежит в основе работы электродвигателя. Таким образом, движение колеса осуществляется за счёт взаимодействия магнитных полей статора и ротора. В управлении мотор-колесом важная

роль принадлежит датчикам Холла, установленным в статоре. Они фиксируют изменение магнитного поля и определяют текущее положение ротора относительно статора. Информация с этих датчиков передается контроллеру, который анализирует сигналы и регулирует подачу питания на двигатель в зависимости от выбранного режима езды. Также к контроллеру подключаются провода от тормозных ручек, обеспечивающие автоматическое отключение питания при торможении. Скорость вращения мотор-колеса регулируется с помощью ручки газа. Мотор-колеса могут работать в двух режимах – тяговом и генераторном. В тяговом режиме вращение передается через редуктор от вала якоря двигателя к внутреннему зубчатому венцу ведущего колеса. Генераторный режим используется для электрического торможения: двигатель переходит в режим генератора, вырабатываемая электроэнергия может либо рассеиваться в виде тепла на тормозном реостате (реостатное торможение), либо возвращаться в бортовую сеть или использоваться для зарядки аккумуляторов (рекуперативное торможение). Электрические мотор-колеса обладают рядом существенных преимуществ. Во-первых, отсутствуют сложные механические передаточные элементы – такие как сцепление, трансмиссия, валы и дифференциал. Во-вторых, достигается высокая динамика разгона благодаря способности электродвигателей сразу же развивать максимальный крутящий момент. В-третьих, управляемость мобильной платформы значительно возрастает, поскольку каждое колесо может вращаться с собственной скоростью и даже в противоположном направлении, что позволяет выполнять поворот на 360° , парковаться в труднодоступных местах и адаптироваться к дорожным условиям в режиме реального времени. В-четвертых, реализация функции рекуперации энергии при торможении становится более простой и эффективной.

Шагающие движители представляют собой сложные многозвенные механизмы, обладающие множеством управляемых степеней свободы. Для того чтобы обеспечить возможность установки стопы в произвольную точку трёхмерного пространства в пределах рабочей зоны ноги, каждая конечность должна содержать не менее трёх приводов. Следовательно, у шестиногой машины общее количество приводов составит 18. При разработке таких механизмов и систем управления ими особую роль играют физические макеты и модели, особен-

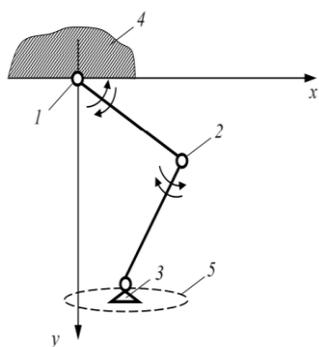
но в образовательной практике, где широко используются доступные и универсальные технологии для создания подобных устройств. Шесть ног обеспечивают роботу повышенную устойчивость и грузоподъёмность. Такие машины могут применяться, например, в качестве лесных санитаров, производя вырубку сухостойных деревьев и тем самым снижая вероятность возникновения лесных пожаров. Шагающие роботы могут быть двух-, четырёх-, шести- и многоногими. В зависимости от выполняемых функций, их разделяют на исследовательские и промышленные образцы. Данные устройства различаются по конструктивной сложности, удобству управления, динамической сбалансированности, энергоэффективности, проходимости и другим параметрам. Основным элементом шагающего движителя является стопа, взаимодействующая с опорной поверхностью и способная перемещаться относительно неё в переносной фазе. Это достигается за счёт использования механизмов шагания, оснащённых двумя типами приводов: обеспечивающих поступательное перемещение звеньев относительно друг друга и обеспечивающих вращательное движение вокруг общей оси. Кинематические цепи механизмов могут быть последовательными, параллельными (при параллельном присоединении звеньев к стопе) или иметь параллельно-последовательную структуру. Примеры кинематических схем представлены на рис. 4.6, а – е.

Для реализации движения в данных конструкциях могут использоваться приводы и механизмы, описанные ранее, включая линейные двигатели и компактные электродвигатели вращательного типа.

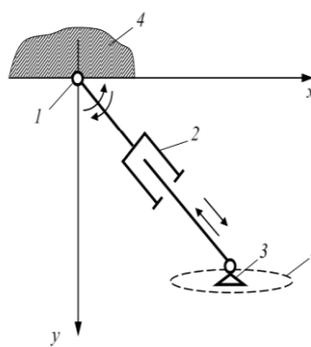


a

Ортогональный движитель с последовательной цепью приводов
 поступательного перемещения

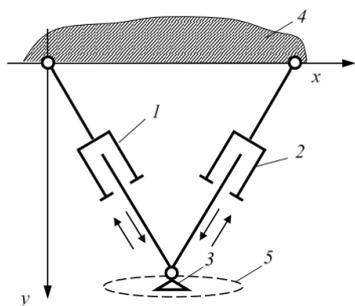


б

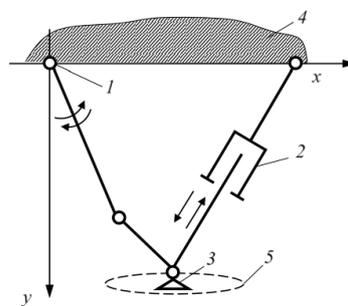


в

Зооморфные движители с последовательной цепью вращательного движения б) и вращательного и поступательного движения в)

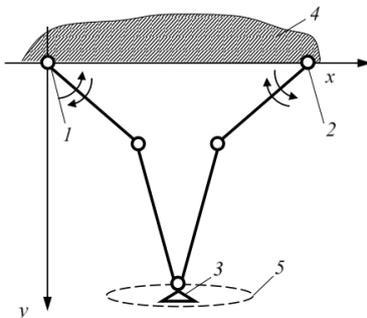


г



д

Движители с параллельной цепью вращательного движения
 г) вращательного и д) поступательного движения



e

Рис. 4.6. Движитель с параллельной цепью вращательного движения

4.2. Механизмы исполнительной кинематической цепи манипуляционных роботов

4.2.1. Основные характеристики механизмов исполнительной кинематической цепи манипуляционных роботов

Исполнительная кинематическая цепь (ИКЦ) манипуляционных роботов предназначена для обеспечения перемещения рабочего органа в заданные точки или по заданной траектории при выполнении технологических операций. ИКЦ состоит из последовательно соединённых звеньев, связанных между собой кинематическими парами, а также механизмов передачи и преобразования движения от приводов к отдельным звеньям. Кинематической парой называется подвижное соединение двух взаимодействующих звеньев. По типу контакта различают низшие пары, в которых элементы звеньев соприкасаются по поверхностям, и высшие – при линейном или точечном контакте. Следует отметить, что при отсутствии нагрузки контакт в высшей паре может быть точечным или линейным, но под действием усилий происходит деформация деталей, и контакт осуществляется уже по некоторой площадке, называемой пятном контакта. Основным преимуществом низших кинематических пар является способность передавать значительные нагрузки благодаря большой площади контакта. В то же время применение высших пар позволяет уменьшить силы трения (например, в шариковых опорах) и реализовать сложные законы движения выходного звена за счёт соответствующей формы сопрягаемых поверхностей. Кинематические пары играют ключевую роль в работоспособности и надёжности исполнительного механизма, поскольку через них передаются усилия, возникают силы трения и напряжения, а также происходит износ сопряжённых поверхностей. При проектировании сложных кинематических пар необходимо обеспечивать жёсткость и точность конструкции, облегчать сборку узлов и сохранять заданное количество степеней свободы при возможных деформациях несущих элементов под действием внешних нагрузок. В промышленных роботах применяются кинематические пары 5, 4 и 3 классов, при этом основное распространение получили пары 5-го класса. Пары более высоких классов заменяются эквивалентными комбинациями из нескольких пар пятого класса, образуя так называемое кинематическое соединение – цепь, функционально заменяющую

одну пару. Одной из важнейших характеристик ИКЦ манипулятора является *число степеней подвижности* (координат). Для реализации произвольного пространственного движения требуется наличие шести степеней свободы: три из них обеспечивают перемещение конечной точки манипулятора в нужное положение (поступательные движения), а три остальные – ориентацию захватного устройства в пространстве (вращательные движения). Под степенями свободы понимаются обобщённые координаты, однозначно определяющие пространственное положение всех звеньев манипулятора. Число степеней подвижности n рассчитывается по формуле:

$$n = 6k - \sum_{i=1}^5 iP_i, \quad (4.1)$$

где k – количество подвижных звеньев; P_i – число кинематических пар i -го класса. Степени подвижности делятся на следующие типы: координатные (глобальные), необходимые для перемещения манипулятора в область работы; переносные (рабочие), отвечающие за позиционирование захвата в требуемых точках рабочей зоны; ориентирующие (локальные), обеспечивающие заданную ориентацию исполнительного устройства в конкретной точке. Если рабочая область объёмная, то требуется не менее трех переносных степеней подвижности, а для плоской зоны достаточно двух. Увеличение количества степеней свободы повышает сложность конструкции, но также расширяет возможности манипулятора по обходу препятствий, то есть его маневренность. Выбор структурной схемы манипулятора зависит от используемой системы координат. Согласно ГОСТ 25868-85, рабочее пространство робота представляет собой совокупность всех положений, которые может занимать исполнительный орган при работе манипулятора. *Рабочая зона* – это подмножество рабочего пространства, доступное для рабочего органа при функционировании промышленного робота. Форма этой зоны определяется региональными перемещениями и зависит от конструктивного исполнения и кинематической структуры манипулятора. Вид рабочей зоны в трёхмерном пространстве обусловлен характером движений звеньев ИКЦ. На практике применяются четыре основные формы рабочих зон, обусловленные особенностями кинематической цепи робота:

1. Зона, имеющая форму прямоугольного параллелепипеда, формируется тремя взаимно перпендикулярными поступательными движениями звеньев ИКЦ (декартова система координат), как показано на рис. 4.7.

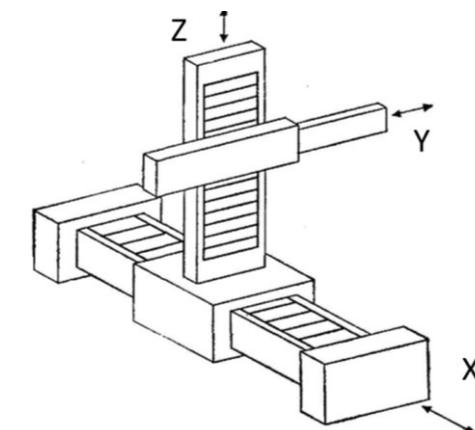


Рис. 4.7. Декартова система координат ИКЦ

Поступательные движения звеньев реализуются вдоль осей XYZ. Порядок перемещений может быть произвольным, однако предпочтительно использование правой системы координат.

2. Цилиндрическая зона получается комбинацией двух поступательных (X, Z) и одного вращательного (φ_z) перемещений звеньев ИКЦ (цилиндрическая система координат), изображённая на рис. 4.8.

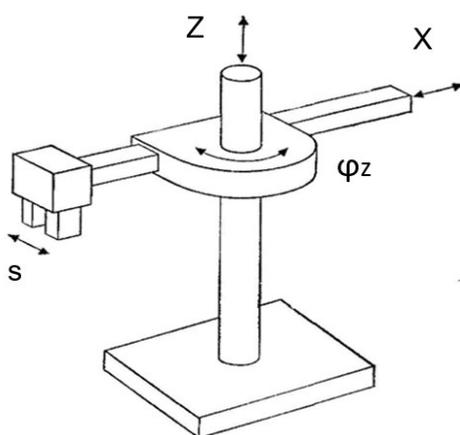


Рис. 4.8. Цилиндрическая система координат ИКЦ;
S – движение схвата при зажиме предмета

3. Часть сферы образуется при использовании двух вращательных и одного поступательного перемещения звеньев кинематической цепи (сферическая система координат), представленная на рис. 4.9.

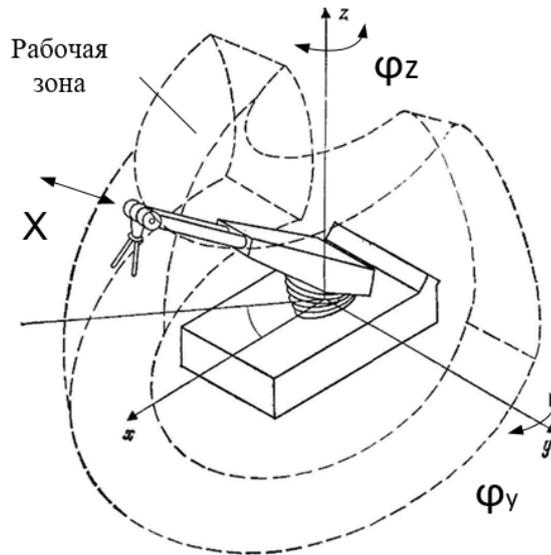


Рис. 4.9. Сферическая система координат ИКЦ

4. Сектор сферы формируется тремя вращательными движениями без поступательных кинематических пар (угловая или ангулярная система координат), показанная на рис. 4.10. Манипулятор, работающий в такой системе, имеет только вращательные соединения, напоминая по строению человеческую руку с «плечевым», «локтевым» и «запястным» шарнирами. Такой механизм обладает наибольшей зоной обслуживания и высокой способностью к обходу препятствий различными путями, включая возможность складывания, но при этом является наиболее сложным в управлении.

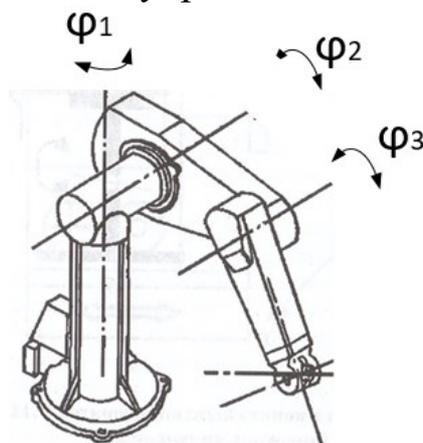


Рис. 4.10. Ангулярная система координат ИКЦ

Анализ рассмотренных схем манипуляторов выявляет две ключевые конструктивные особенности:

– оси кинематических пар ориентированы между собой либо параллельно, либо перпендикулярно,

– звенья объединены в разомкнутую последовательную кинематическую цепь.

Однако такие схемы обладают рядом значимых ограничений: – невысокое соотношение грузоподъёмности к собственной массе устройства, обусловленное последовательным соединением звеньев. Каждый привод при этом обеспечивает перемещение не только полезной нагрузки, но и всех последующих элементов цепи. – суммарная погрешность перемещения по всем шарнирам негативно влияет на точность позиционирования рабочего органа, что делает её ниже по сравнению с оборудованием, имеющим декартову структуру. – пониженная жёсткость конструкции, поскольку упругие отклонения накапливаются по всей длине кинематической цепи по каждой из степеней подвижности, а их влияние пропорционально расстоянию от концевой точки до соответствующей оси вращения.

Рабочая зона обслуживания представляет собой участок пространства, в котором находится рабочий орган робота при выполнении конкретной технологической операции. Введение данного понятия связано с тем, что в пределах всей доступной области не все точки одинаково удобны для реализации заданных действий. Поэтому выделяется определённая зона, где с учётом конструктивных особенностей ПР наиболее эффективно выполнять требуемую операцию.

Зоной совместного обслуживания называют область, в которой возможно взаимодействие нескольких промышленных роботов с одним объектом манипулирования. Такая характеристика используется при описании функциональных возможностей комплексов, включающих несколько манипуляторов. Под *маневренностью* понимается количество степеней свободы манипулятора при фиксированном положении схвата. Этот параметр определяет способность механизма занимать различные конфигурации при неизменном положении рабочего органа. Маневренность зависит как от числа и типа кинематических пар, так и от их пространственного расположения. Для каждой точки рабочей зоны манипулятора может быть определён телесный угол φ (угол сервиса), внутри которого схват может достичь данной точки. Как известно, телесный угол выражается отношением площади участка сферы, выделенного этим углом, к квадрату радиуса, а его максимальное значение составляет 4π стерadian. Отношение текущего значения угла φ к максимально возможному, то есть $\beta = \varphi / (4\pi)$,

называется *коэффициентом сервиса* для этой точки. Его величина изменяется от 0 до 1, где $\beta = 0$ соответствует крайним точкам рабочей зоны, в которые схват может попасть лишь с одного направления, а $\beta = 1$ относится к зоне полного сервиса, в которую можно подойти схватом с любого направления. Определение величины коэффициента сервиса β основывается на исследовании перемещений звеньев механизма манипулятора при различных стационарных позициях центра схвата. Конфигурация промышленного робота зависит как от числа рук манипуляционной системы, управляемых одним контроллером, так и от вида передвижных устройств. Если задана структура исполнительной кинематической цепи манипулятора, то задачей синтеза становится расчёт длин звеньев и смещений в кинематических соединениях согласно установленным критериям. К таким критериям относятся максимальный объём рабочей области, минимальная двигательная избыточность, способность движения по заданной траектории и достижение определённых положений объекта в трёхмерном пространстве. Так как главной функцией технологического манипулятора является перемещение инструмента, критерий синтеза его кинематической цепи должен учитывать требования к качеству выполнения производственного процесса. Основным параметром, влияющим на качество операций, таких как резка, сварка, термообработка и др., является равномерное движение инструмента по заданному пути с необходимой скоростью. Исходя из этого, может быть сформирован критерий синтеза для исполнительной кинематической цепи технологических манипуляторов. В научно-технической литературе для оценки скоростных характеристик манипуляторов применяются такие показатели, как мобильность конфигурации, коэффициент скоростной передачи или коэффициент неравномерности скоростного пучка. Однако данные параметры позволяют рассчитать только скорости конечного звена в разных точках пространства и их направленное распределение в зависимости от текущей конфигурации манипулятора. Плавность перемещения представляет собой динамический параметр и обусловлена множеством факторов, учёт которых на данном этапе невозможен. Вместе с тем, целесообразно уже на стадии геометрического синтеза исполнительной кинематической цепи проводить оптимизацию манипулятора по вышеуказанному показателю.

4.2.2. Конструктивно-компоновочные и кинематические схемы механизмов исполнительной кинематической цепи манипуляционных роботов

Конструктивно-компоновочное устройство исполнительного координатного комплекса манипуляционного робота определяется совокупностью различных параметров и свойств, к которым относятся:

функциональные – количество, тип и расположение степеней свободы; число и пределы позиционирования по каждой из них; геометрические параметры и размещение рабочей зоны; грузоподъемность устройства; технологические усилия, развиваемые рабочими органами; диапазоны скоростей и ускорений, а также точность их регулирования; способность к адаптации схвата к отклонениям в положении, форме и массе объектов;

конструктивные – вариант установки робота (напольный, портал, интеграция в оборудование и др.); конфигурация, объем и расположение рабочего пространства – области, доступной для движения элементов манипулятора; типы и пределы настройки взаимного положения степеней подвижности; систематические и случайные погрешности позиционирования; уровень жесткости конструкции, собственные частоты колебаний и коэффициенты рассеяния энергии; габариты, масса и другие физические характеристики;

эксплуатационные – показатели надежности, ремонтпригодности и быстродействия при перенастройке под новые задачи или объекты.

В целом конструктивно-компоновочные решения ИКЦ манипуляционных роботов, реализующих виды перемещений, описанные в п. 4.2.1, обладают рядом характерных черт. Промышленный робот с линейными координатными перемещениями использует прямоугольную (декартову) систему координат. В его состав входят три линейные степени свободы, обеспечивающиеся поступательными кинематическими парами. Такое построение позволяет выполнять прямолинейные движения рабочего органа по трём взаимно ортогональным осям. Основание робота выполнено в виде балочной, мостовой или порталной рамы. По направляющим основания перемещается узел, отвечающий за вертикальное движение, установленный на стойке (колонне), которая, в свою очередь, может двигаться горизонтально

относительно корпуса. На этой стойке закреплена каретка, обеспечивающая вертикальное перемещение. Дополнительное горизонтальное движение рабочего органа в направлении, перпендикулярном движению стойки, реализуется «рукой» манипулятора, установленной на каретке. Область, в которой возможно перемещение рабочего органа, ограничена крайними позициями его движения и представляет собой параллелепипед, который называется рабочей зоной. Системы координатных перемещений манипуляторов, обладающие линейной структурой и построенные на базе прямоугольной системы координат, характеризуются простотой конструкции и рядом эксплуатационных преимуществ – удобством доступа к рабочему пространству, а также достаточно высокой жёсткостью. Это делает их востребованными в условиях ограниченного пространства, при подвесном исполнении и в задачах, требующих повышенной точности позиционирования (см. рис. X). Такие промышленные роботы находят применение, например, при обслуживании металлорежущих станков или выполнении сборочных операций. Несмотря на простоту устройства и программирования, эти роботы используются относительно редко, что связано с их конструктивными ограничениями: значительными габаритами при сравнительно небольшом объёме рабочей зоны и увеличенным временем цикла. Для реализации подобных технологических процессов зачастую применяют каретки, перемещающиеся по направляющим, либо порталные механизмы. Промышленный робот, использующий цилиндрическую систему координат, имеет одну вращательную и две поступательные кинематические пары, формируя полярную систему перемещений. В отличие от предыдущего типа, колонна такого манипулятора не совершает горизонтального перемещения, а поворачивается вокруг своей вертикальной оси. Простота конструкции и удобство программирования способствовали более широкому внедрению таких механизмов. Благодаря полярной системе координат обеспечивается возможность охвата большего объёма рабочего пространства, упрощается планировка и размещение оборудования при создании роботизированных комплексов. Однако одним из недостатков является сложность в обслуживании технологического оборудования, установленного на малой высоте. Манипулятор со сферической системой координат, также относящийся к полярным системам, имеет две вращательные и одну поступательную кинемати-

ческую пару. По сравнению с цилиндрической системой, здесь одна из поступательных пар заменена на вращательную, при этом «рука» манипулятора сохраняет возможность линейного перемещения. Рабочая зона такого робота представляет собой полый шар, ограниченный сферической поверхностью и двумя плоскостями (см. рис. У). Эти манипуляторы имеют более громоздкую конструкцию и требуют применения усложнённой системы программного управления. Тем не менее, их универсальность и способность охватывать больший объём рабочего пространства, чем у предыдущих типов, способствовали ещё более широкому распространению в промышленности. Ангулярная система координатных перемещений считается наиболее сложной как с точки зрения конструкторского исполнения, так и с точки зрения программирования. При её реализации необходимо предусматривать специальные меры для повышения точности и жёсткости конструкции, а также использовать более совершенные средства программного управления. Несмотря на указанные трудности, такие манипуляторы обладают высокой универсальностью и обеспечивают наибольший объём обслуживаемого пространства. Это позволяет им эффективно интегрироваться в оборудование и способствовать минимизации занимаемых производственных площадей.

На основе представленных в начале раздела параметров и свойств можно утверждать, что существует значительное количество вариантов конструктивного исполнения и компоновки ИКЦ. Основные из них приведены на рис. 4.11. На схемах обозначены следующие типы: а) – напольно-стреловые конструкции со стреловым манипулятором, установленным на подвижной либо стационарной опоре (картезианская конфигурация); б) – тельферно-стреловые, где манипулятор закреплён на тележке, перемещающейся по мосту; в), г) – портално-стреловые, оснащённые порталом в качестве опорной базы; д) – напольные с шарнирно-стреловым механизмом, зафиксированным на неподвижной или передвижной опоре; е) – порталные шарнирно-стреловые; ж) – напольно-шарнирные, оснащённые шарнирным манипулятором на стационарной или мобильной платформе; з) – тельферно-шарнирные, размещённые на тельферной тележке; и) – мосто-шарнирные; к) – портално-шарнирные.

Весь спектр механизмов, изображённых на рис. 4.11 и состав-

ляющих механическую часть ИКЦ, может быть классифицирован на три основные группы согласно их кинематическим особенностям:

1. телескопические (стреловые) – выполненные в виде трубчатой или коробчатой конструкции, обеспечивающие линейное движение рабочего органа;

2. шарнирные (сочленённые) – представляют собой многосвязный механизм с открытым шарнирным соединением, который часто применяется совместно с телескопической рукой;

3. параллелограммные – создаются на основе четырёхзвенного механизма, обеспечивающего поступательное движение, широко используется в погрузчиках с ручным управлением (балансированные модели).

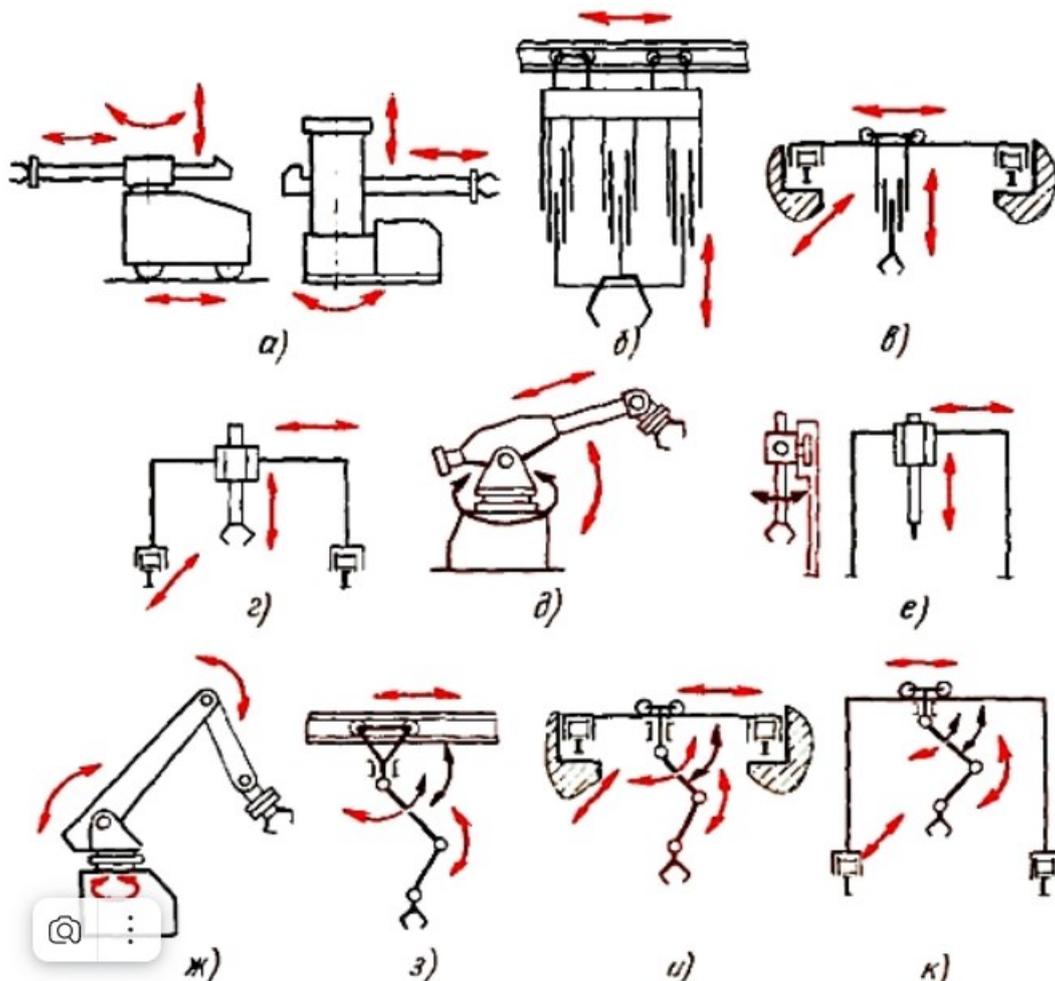


Рис. 4.11. Основные конструктивно-компоновочные схемы ИКЦ манипуляционных роботов

Среди картезианских схем наиболее характерным примером является конструкция робота SIROBOT фирмы SIEMENS (рис. 4.12).

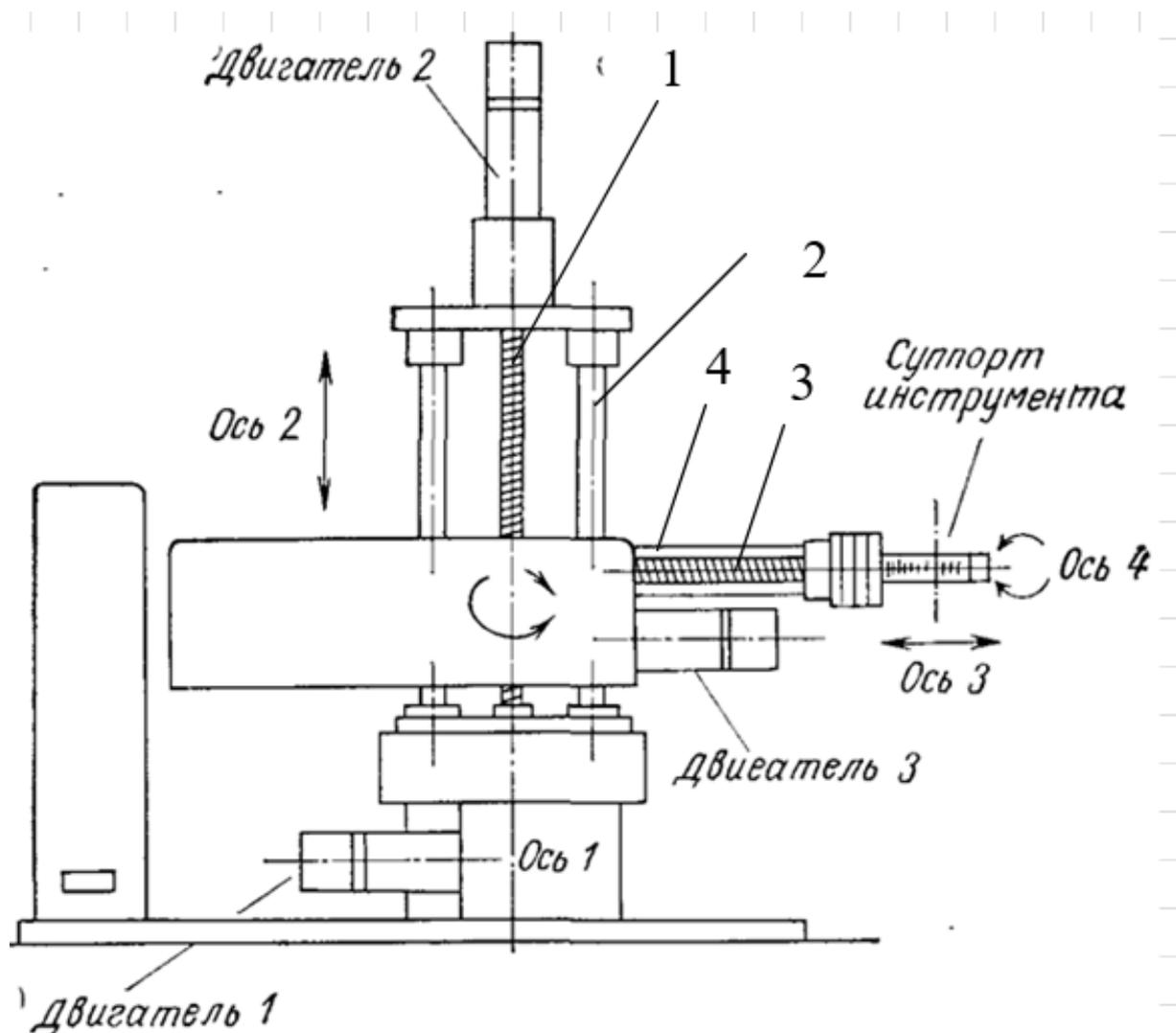


Рис. 4.12. Конструктивно-компоновочная схема ИКЦ манипуляционного робота SIROBOT компании SIEMENS

Манипулятор ИКЦ данного робота обладает четырьмя степенями свободы (осями). Перемещение по осям 2 и 3 осуществляется при помощи шариковинтовых пар 1 и 3, а также направляющих 2 и 4 соответственно.

Примером применения параллелограммного механизма в системе ИКЦ служит устройство ориентации робота ASEA (Швеция), созданное в семидесятые годы прошлого века (рис. 4.13).

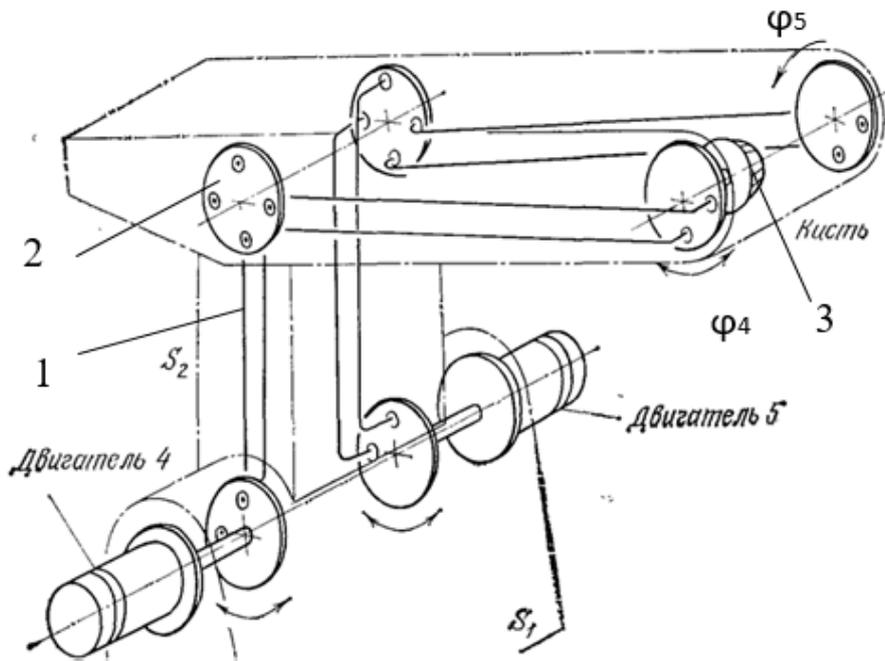


Рис. 4.13. Механизм ориентирующих перемещений робота ASEA

Одним из ярких представителей ИКЦ шарнирно-рычажной схемы является манипулятор робота КУКА (Германия), показанный на рис. 4.14.

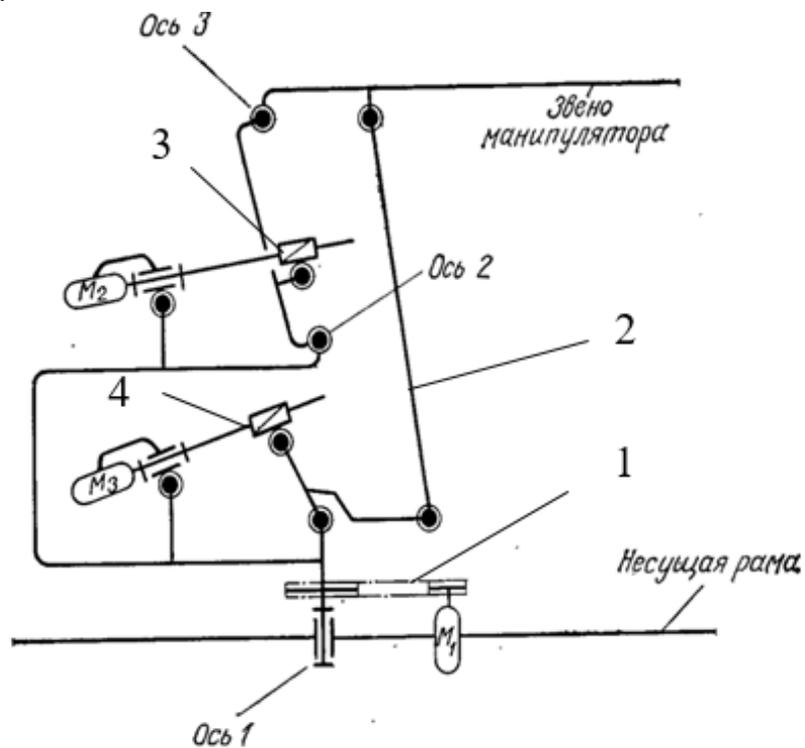


Рис. 4.14. Шарнирно-рычажная схема ИКЦ манипулятора робота КУКА

Вращение манипулятора вокруг вертикальной оси реализуется через мотор-редуктор М1 и зубчатый ремень 1. Поворот первого звена вокруг горизонтальной оси 3 обеспечивается мотор-редуктором М3, связанным с винтовой передачей 4 и рычажно-шарнирной системой 2, при этом мотор-редуктор М2 остаётся неподвижным. Плоскопараллельное движение второго звена в вертикальной плоскости производится мотор-редуктором М2 через винтовую передачу 3 и ту же систему шарниров и рычагов 2, при условии фиксированного положения мотор-редуктора М3. Примером реализации такой ИКЦ является серия промышленных роботов «Гравитон» компании «Атоминтелмаш» под торговой маркой АИМ (рис. 4.15).



Рис. 4.15. Вид исполнительной системы манипулятора роботов серии «Гравитон»

В отличие от рассмотренной ранее схемы робота КУКА, в исполнительной системе роботов «Гравитон» применяются электродвигатели совместно с прецизионными редукторами, при этом исключено использование передач типа винт–гайка.

Применение шарнирно-рычажных параллелограммных механизмов обеспечивает возможность размещения приводных узлов (двигателей, редукторов и механизмов передачи движения) непосредственно на стационарном основании манипулятора, что позволяет существенно уменьшить массу и габариты подвижных частей, сохраняя при этом высокую жёсткость измерительной кинематической цепи и точность функционирования робота. Иллюстрацией реализации такой компоновочной схемы служит механизм поворота второй оси от двигателя 2 в манипуляторе робота MOTOMAN (рис. 4.16).

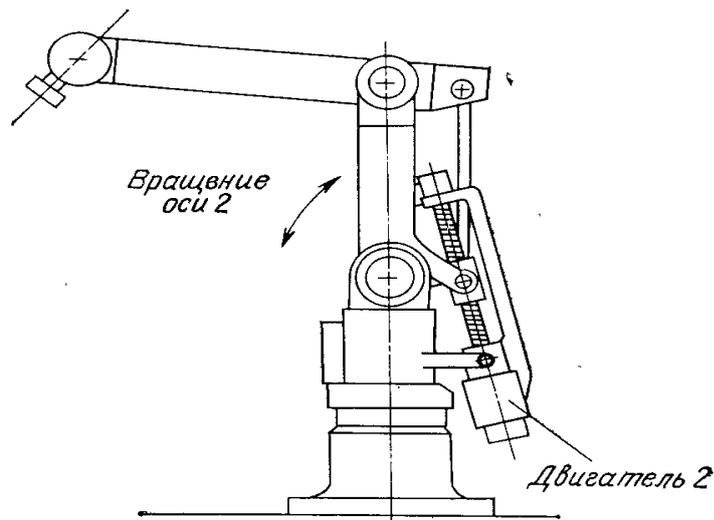


Рис. 4.16. Механизм вращения оси 2 от двигателя 2 в манипуляторе робота MOTOMAN

Примером эффективного применения шарнирно-рычажных параллелограммных механизмов являются отечественные паллетайзеры серии «Фермион», выпускаемые компанией «Атоминтелмаш» (Рис. 4.17).



Рис. 4.17. Вид исполнительной системы манипулятора роботов серии «Фермион»

Данные роботы обладают высокой производительностью и точностью работы при относительно малой массе звеньев: при грузоподъёмности 8 кг и радиусе рабочей зоны до 1500 мм масса манипулятора составляет всего 132 кг.

Манипуляторы с последовательной структурой представляют собой системы, состоящие из нескольких звеньев, соединённых меж-

ду собой различными типами кинематических пар. Поскольку один конец исполнительного устройства закреплён, а другой перемещается свободно, такие механизмы также называют устройствами с разомкнутой кинематической цепью. Однако к роботам, используемым в механообработке, предъявляются повышенные требования по грузоподъёмности, жёсткости и точности позиционирования, поэтому предпочтение часто отдается механизмам параллельной структуры (МСПС). Их особенность заключается в том, что выходное звено связано с основанием посредством шести кинематических цепей, каждая из которых включает одну приводную поступательную пару и две сферические пары. В качестве обобщённых координат здесь выступают расстояния между центрами сферических шарниров, благодаря чему такие механизмы получили название 1-координатных. Выходное звено МСПС соединяется с основанием через кинематическую цепь, количество звеньев которой не превышает шести. При отсутствии локальной внутренней подвижности и линейной зависимости между винтовыми координатами кинематических пар такая цепь накладывает на движение выходного звена D связей:

$$D = -6n + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1, \quad (4.2)$$

В приведенных выражениях: n – число промежуточных звеньев в цепи; p_5, p_4, \dots, p_1 – количество кинематических пар с одной, двумя, ..., пятью степенями свободы соответственно (при этом значения p_5, p_4, \dots, p_1 определяются после преобразования реальных соединений в эквивалентные кинематические пары). Если величина D равна нулю, то подсоединенная цепь не ограничивает движение выходного элемента; при $D < 0$ в структуре присутствует избыточная подвижность, которая не влияет на перемещение выходного звена; если $D > 0$, то добавление цепи уменьшает общее число степеней свободы механизма на величину D . Далее рассматриваются только такие структуры, для которых выполняется условие $D \geq 0$. В этом случае обобщенная структурная формула принимает следующий вид:

$$W = 6 - \sum_{i=1}^k D_i = 6 + \sum_{i=1}^k (6n_i - 5p_{5,i} - \dots - p_{1,i}), \quad (4.3)$$

где W – общее число степеней свободы механизма; n_i – количество промежуточных звеньев в i -й соединительной цепи; $p_{5,i}, p_{4,i}, \dots,$

$p_{1,i}$ – количество одно-, двух-, ..., пятиподвижных кинематических пар в i -й цепи; i, k – индекс и общее число присоединяемых кинематических цепей.

Классификационная схема механизмов с параллельной архитектурой представлена на рис. 4.18.

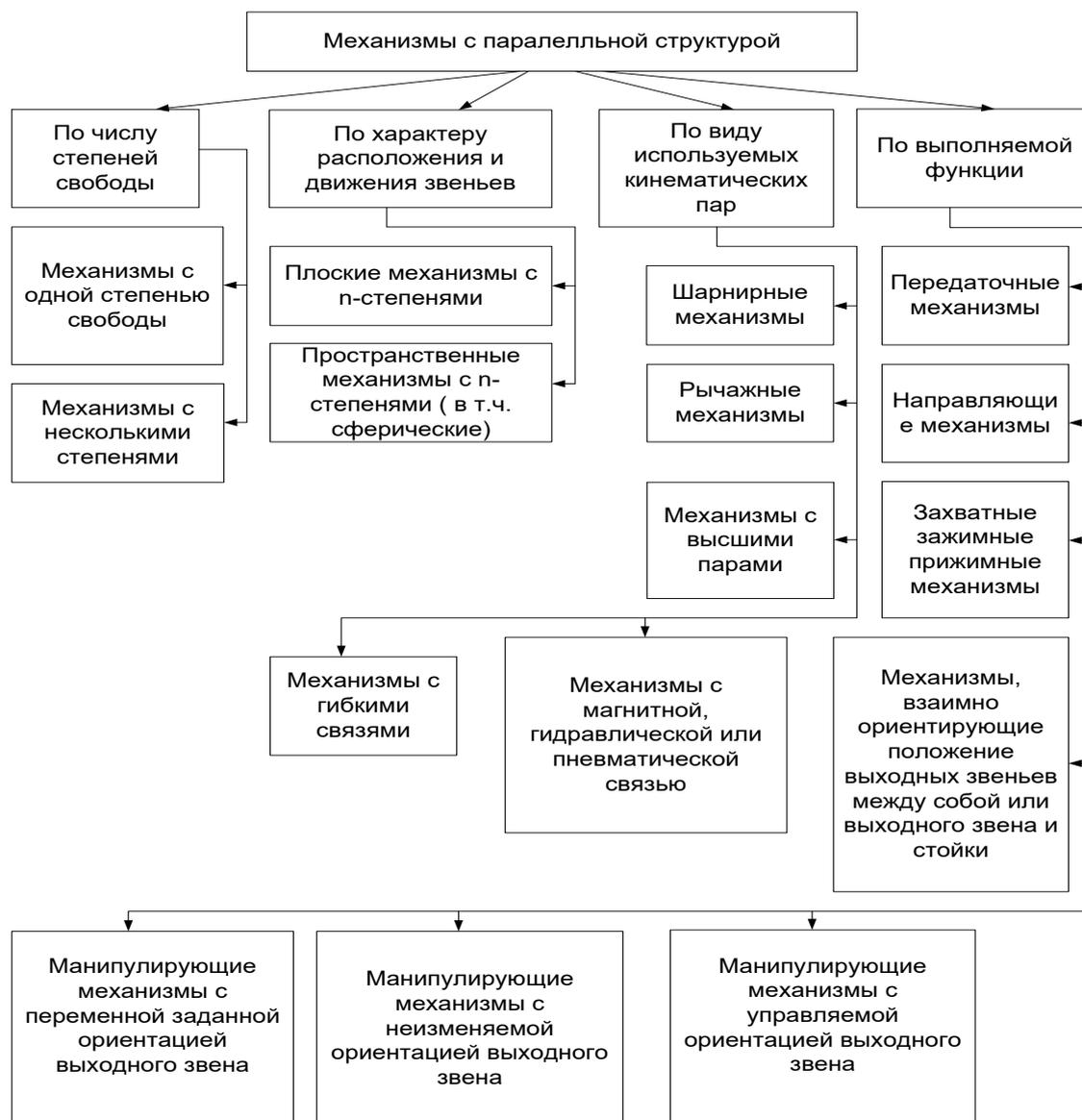


Рис. 4.18. Классификация МСПС

Отдельно выделяется группа механизмов параллельной структуры, в которых все элементы нагружены исключительно на растяжение или сжатие. Для таких механизмов характерно использование линейных приводов и пересечение осей взаимодействующих звеньев в одной точке.

Одним из первых представителей этой группы стал механизм Стюарта, а затем – манипулятор Данилевского. Анализ показал, что путем изменения расположения шарнирных узлов основания и подвижного звена можно формировать различные модификации пространственных механизмов параллельной структуры (МПС). Подробное описание разновидностей параллельных механизмов содержится в исследованиях В.А. Глазунова, А.Ф. Крайнева, А.Ш. Колискура и других специалистов.

Что касается механизмов параллельной структуры с шестью степенями свободы, то наиболее известным среди них является гексапод, или платформа Гауфа–Стюарта, имеющая совмещенные шарниры (см. рис. 4.19).

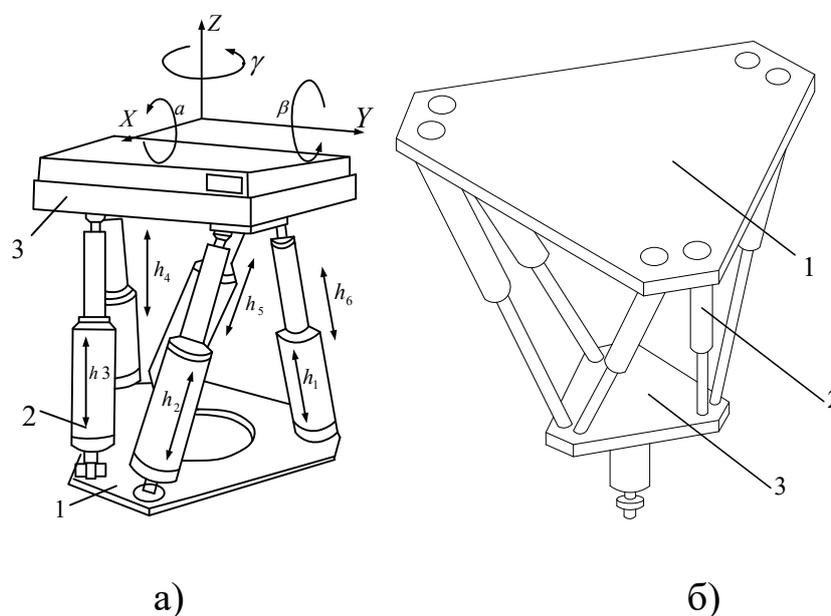


Рис. 4.19. Общий вид платформы Стюарта: а) классическая схема; б) обращенная схема

Гексапод, изображенный на рис. 4.19, построен на основе шести телескопических мехатронных устройств 2 поступательного действия, например, шарико-винтовых передач (ШВП). Управление их длиной осуществляется посредством регулируемых электрических приводов, а контроль положения – с помощью датчиков. Один конец каждого телескопического устройства через шарнир связан с основанием 1 (нижней платформой, рис. 4.19, а), а второй – также посредством шарнира – с подвижной верхней платформой 3, на которой установ-

лен исполнительный орган (ИО) (например, измерительная головка, инструментальная система, объект испытаний и т.п.). Задавая программно различные хода винтов ($h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6$), можно обеспечить управление положением ИО по всем шести координатам ($X, Y, Z, \alpha, \beta, \gamma$). В обращенном варианте конструкции (рис. 4.19, б) несущая часть 1 выполнена в виде верхнего шестиугольника (конструктивные детали не показаны), а подвижная треугольная платформа 3 размещена внизу.

На рис. 4.20, а приведена кинематическая схема классической платформы Стюарта с объединенными шарнирами.

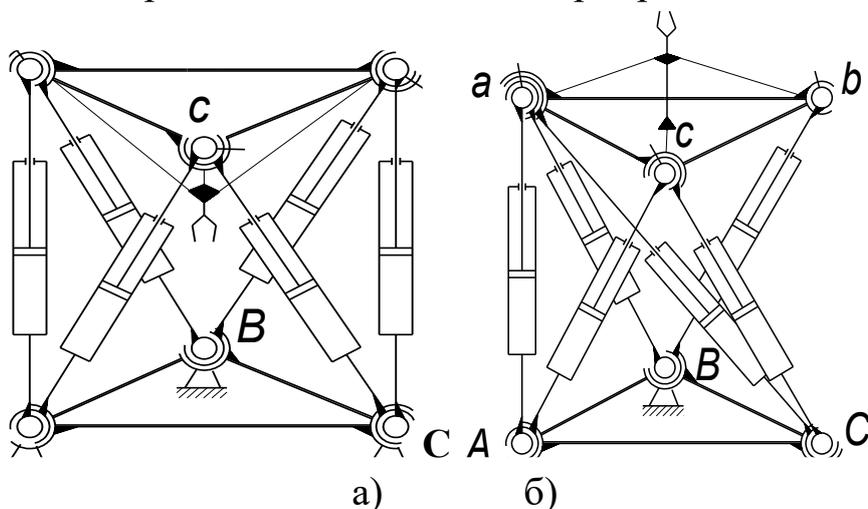


Рис. 4.20. Кинематическая схема платформы Стюарта с совмещенными шарнирами: а) классическая платформа; б) платформа типа Flagge Parallel Manipulators

Кинематическая схема (рис. 4.20, б), в которой приводные звенья подсоединяются к платформе в ином порядке, включает треугольное основание и треугольную подвижную платформу, соединённые шестью приводными элементами. Эти элементы распределены следующим образом: три из них закреплены в точке а платформы, одно – в точке б и два – в точке с. Подобные механизмы с параллельной структурой получили название Flagge Parallel Manipulators.

На рис. 4.21 представлена конструкция, в которой шарниры приводных звеньев размещены таким образом, что каждое из них связано только с платформой и основанием, без взаимного пересечения или наложения. По сравнению с классической платформой Стюарта, такие манипуляторы обладают меньшим объёмом рабочей зоны, однако имеют ряд положительных особенностей. Одним из ключевых

достоинств является простота конструкции и, как следствие, более низкая стоимость изготовления по сравнению с предыдущим вариантом. Также упрощается процесс избегания сингулярных состояний, который обеспечивается за счёт поворота одного или нескольких приводов вокруг вертикальной оси.

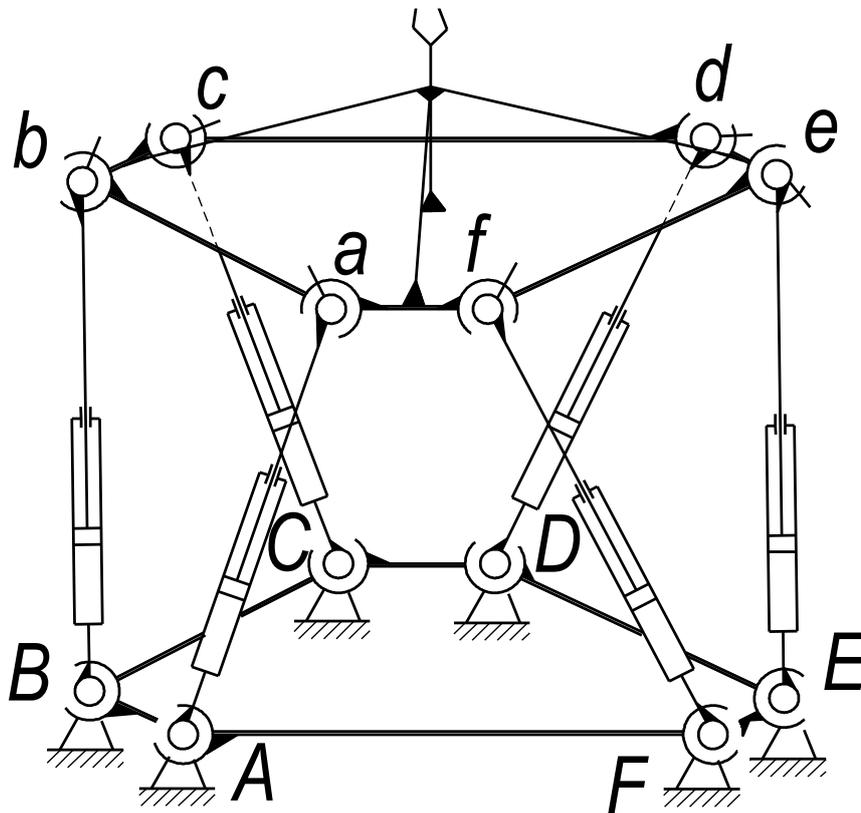


Рис. 4.21. Кинематическая схема с разнесенными шарнирами

Примером многоманипуляционной системы, где два манипулятора взаимодействуют с одним объектом, служит исполнительная цепь робота-станка, оснащённого механизмами относительного манипулирования параллельной структуры. Механизмы такого типа обеспечивают высокую точность движений и быстродействие. Они могут применяться при выполнении операций по обработке или сборке лёгких изделий. Общей структурной особенностью систем относительного манипулирования является наличие двух выходных звеньев Д3 и Д4, перемещаемых двумя манипуляторами, установленными на общем основании 3 (рис. 4.22).

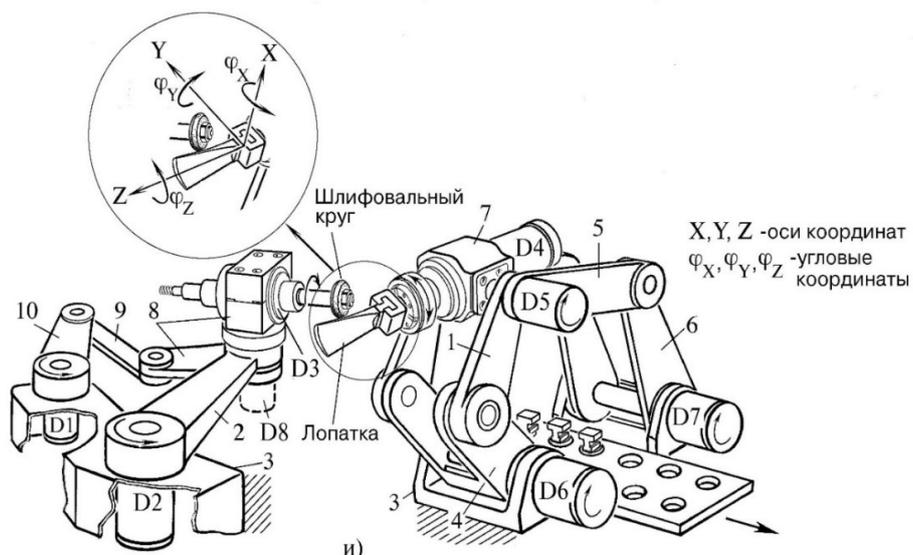


Рис. 4.22. Механизмы относительного манипулирования: (D1 – D7) – исполнительные электродвигатели; (1 – 10) – элементы кинематических цепей

Основные преимущества механизмов параллельной структуры обусловлены их способностью воспринимать нагрузку аналогично пространственным фермам. Выходное звено в таких механизмах связано с основанием несколькими кинематическими цепями, каждая из которых имеет собственный привод или ограничивает определённое число степеней свободы выходного звена. Вместе с тем, к недостаткам МСПС следует отнести ограниченный объём рабочего пространства, малые углы поворота подвижной платформы, усложнённую конструкцию и пониженную манипулятивность. Кроме того, в ходе функционирования МСПС возможны конфигурации, называемые «особыми положениями» или сингулярностями, которые могут вызвать потерю управляемости. Пример манипулятора с ИКЦ параллельной структуры показан на рис. 4.23.

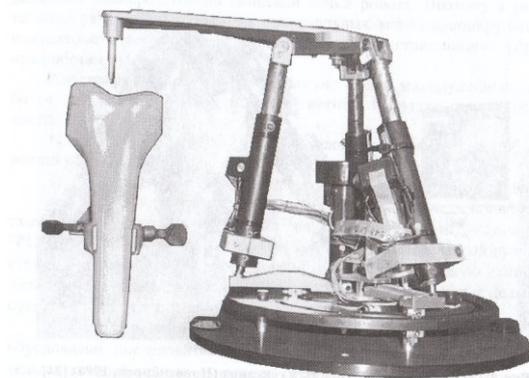


Рис. 4.23. Вид манипулятора с ИКЦ параллельной структуры

Роботы с дельта-манипуляторами представляют собой одну из форм шарнирно-рычажных и параллельных структур ИКЦ. Конструкция ИКЦ дельта-робота, относящегося к подвесному типу, включает (см. Рис. 4.24) набор рычагов 1, соединённых шарнирами с основанием 2 и рабочим органом 3.

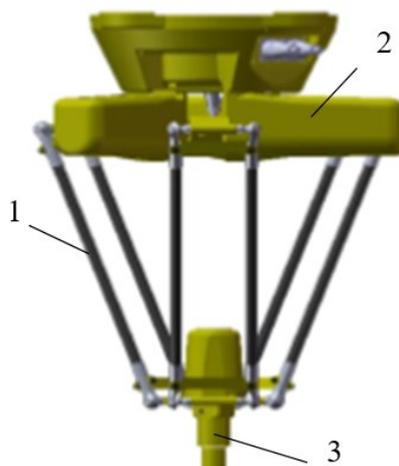


Рис. 4.24. Конструктивно-компоновочная схема ИКЦ манипулятора дельта-робота

Одним из наиболее эффективных подходов к построению исполнительных кинематических цепей роботов является агрегатно-модульный метод. Его основная идея заключается в формировании исполнительной системы нужной конфигурации из заранее подготовленных модульных элементов, позволяющих гибко комбинировать их расположение внутри общей структуры ИКЦ.

Применение такого метода предполагает разработку конструкции промышленного робота на основе ограниченного числа унифицированных узлов, что обеспечивает следующие ключевые преимущества:

- возможность создания специализированных механизмов, максимально соответствующих конкретным технологическим задачам, без излишней функциональной избыточности, что делает их экономически более выгодными по сравнению с универсальными ПР. При этом такие устройства не создаются индивидуально, а являются частью заранее спроектированной серии;

- сокращение сроков и трудозатрат при проектировании за счёт использования уже проверенных технических решений и расширения

модельного ряда за счёт добавления новых комбинаций базовых узлов;

- повышение надёжности оборудования благодаря использованию отработанных и проверенных узлов, а также лучшему соответствию конструкции выполняемой задаче;

- улучшение условий эксплуатации и ремонтпригодности парка роботов за счёт уменьшения количества различных конструктивных решений для узлов и деталей;

- снижение себестоимости изделий благодаря уменьшению номенклатуры выпускаемых компонентов и увеличению объёмов серийного производства.

Модульный принцип можно рассматривать как частный случай агрегатного подхода. Он подразумевает сборку робота из функциональных модулей, каждый из которых оснащён всем необходимым – включая приводы, датчики обратной связи и другие элементы, обеспечивающие выполнение заданной функции. Сборка производится путём соединения этих модулей в определённой последовательности и обеспечения межмодульных связей по управлению и энергопитанию.

По сравнению с построением ПР на основе мелких унифицированных узлов, модульный подход позволяет упростить процесс конструирования и перенастройки робота, а также снизить общее количество используемых узлов в конкретном изделии.

Вместе с тем, у модульного принципа имеются и недостатки:

- повышенная масса исполнительной системы манипулятора;
- снижение надёжности информационных каналов из-за большого числа разъёмных соединений;

- требование высокой жёсткости в стыковочных узлах между модулями.

Хорошим примером реализации модульного подхода в построении манипуляционных систем служит отечественный робот РПМ25 (Рис. 4.25).

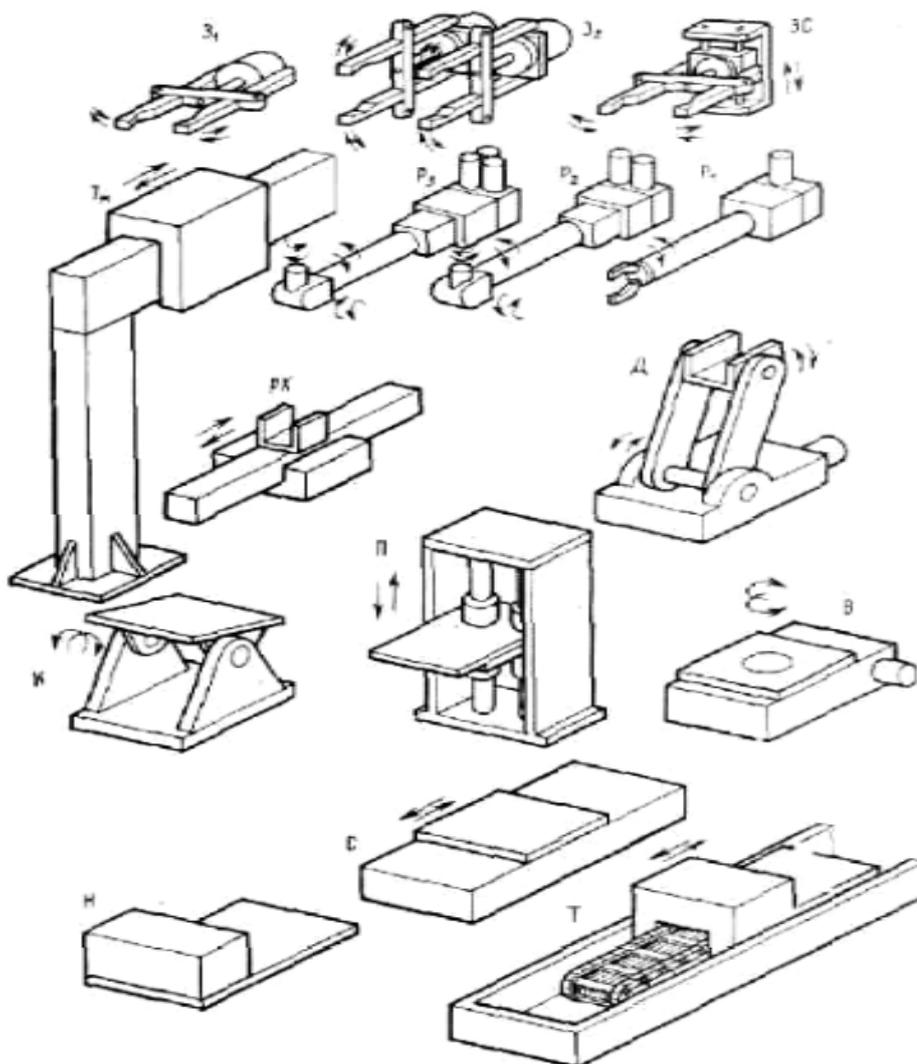


Рис. 4.25. Модули исполнительной системы робота РПМ 25

На рис. 4.25 представлены конструктивные схемы его основных модулей, к которым относятся:

модуль поворота; модуль двойного качания; модуль качания руки; модуль качания рычага с рукой; модуль руки с двумя степенями свободы; модуль качания кисти и поворота; модуль руки с тремя степенями свободы; модуль вращения кисти руки; модуль качания кисти; модуль привода схвата пневматический.

Всего из 12 модулей возможно создать 144 различных структур ИКЦ манипуляционных систем роботов. Кинематические схемы передачи движения в таких манипуляторах, реализуемые посредством механических передач, представлены на рис. 4.26 – 4.29.

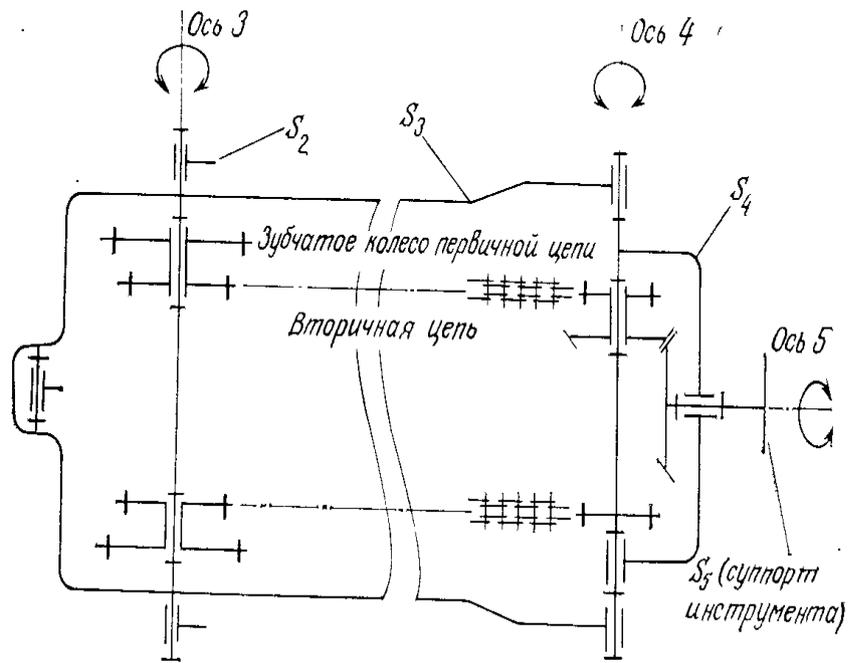


Рис. 4.26. Кинематическая схема передачи движения в манипуляторе с использованием зубчатых и цепных передач

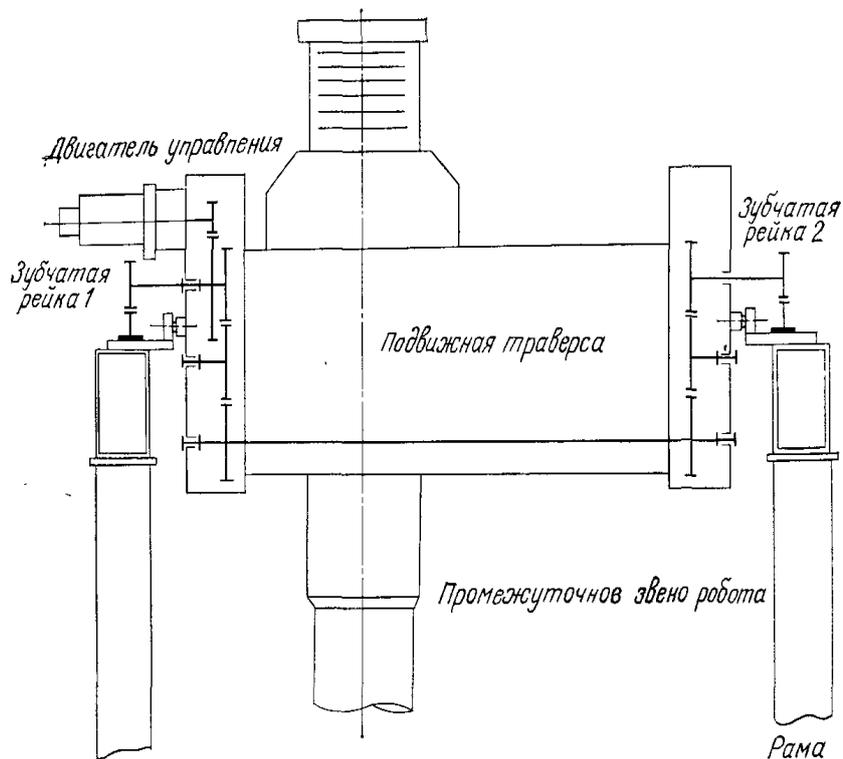


Рис. 4.27. Кинематическая схема передачи движения в манипуляторе с использованием зубчатых и реечных передач

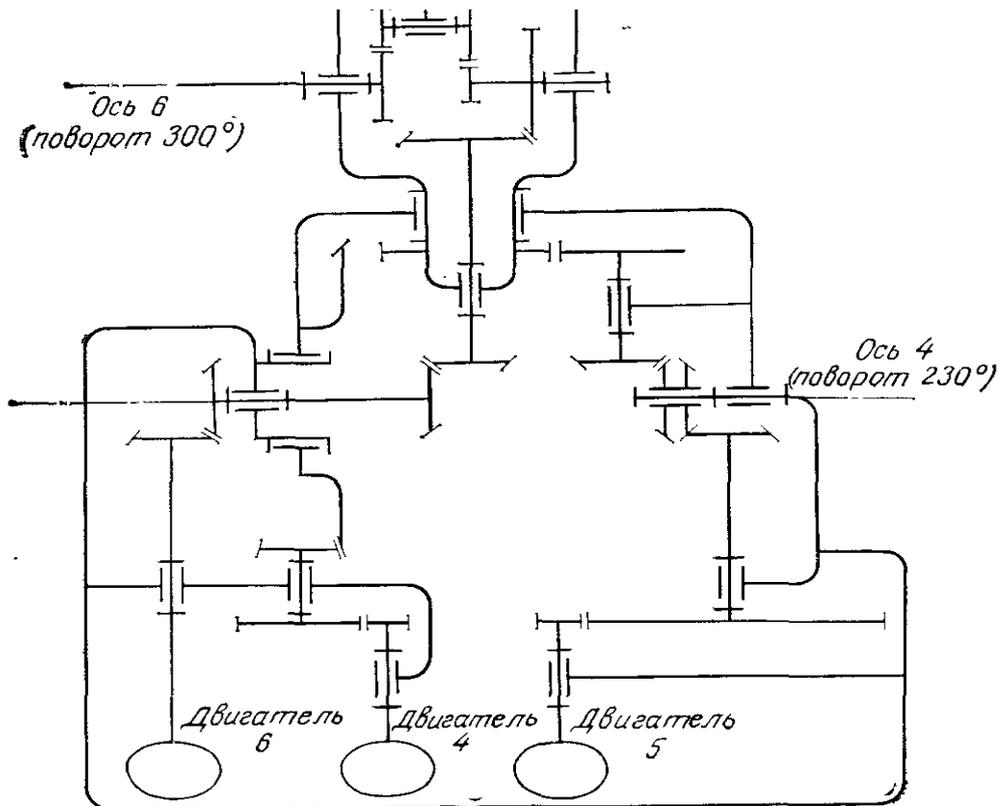


Рис. 4.28. Кинематическая схема передачи движения в манипуляторе с использованием зубчатых передач

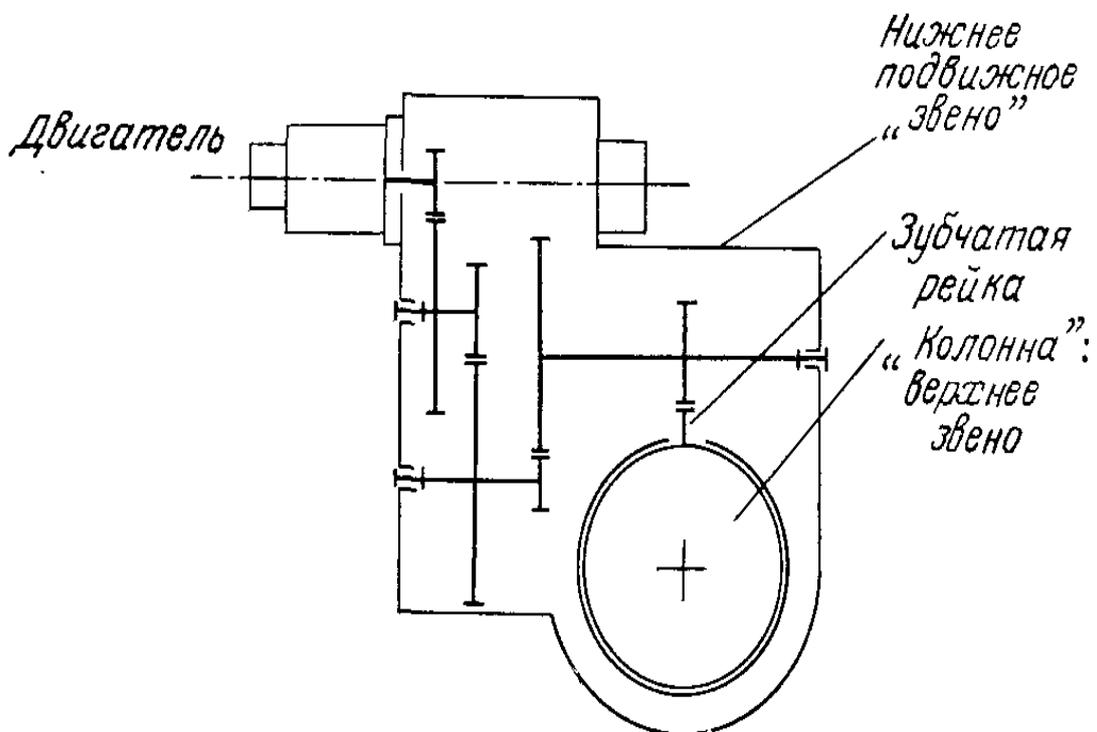


Рис. 4.29. Кинематическая схема передачи движения в манипуляторе с использованием зубчатых и реечной передач

4.3. Механизмы уравнивания

В подавляющем большинстве применяемых структур ИКЦ манипуляционных роботов приводы, отвечающие за перемещение звеньев, испытывают значительные статические нагрузки, обусловленные весом самих звеньев. Эти нагрузки существенно превосходят статическую нагрузку, вызванную массой объекта, удерживаемого в схвате. Это обстоятельство вынуждает увеличивать мощность двигателей приводов, а значит, возрастает и их масса, а также масса связанных с ними механизмов преобразования движения. В целях снижения или полного исключения воздействия статических нагрузок на двигатели в робототехнике применяются следующие три подхода:

1. Для вращательных степеней подвижности оси кинематических пар ориентируются вдоль направления действия силы тяжести звеньев. Например, в манипуляторе типа SKARA (рис. 4.30) рука совершает повороты в горизонтальной плоскости.

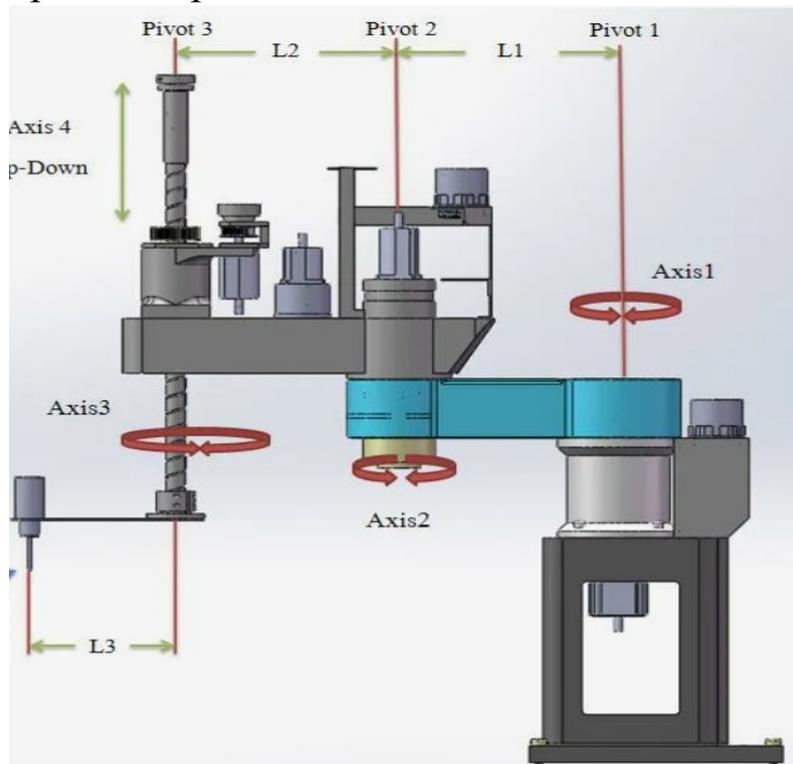


Рис. 4.30. Схема движений руки манипулятора робота SKARA

Подобная конфигурация ИКЦ ограничивает кинематические возможности манипулятора.

2. Установка противовесов, позволяющая сместить центр масс звена на ось кинематической пары. Недостатком данного способа яв-

ляется увеличение общей массы манипулятора и моментов инерции его звеньев.

3. Статическое уравновешивание звеньев посредством пружин считается более эффективным решением. Однако прямое применение обычных пружин затруднено, поскольку их сила изменяется линейно в зависимости от деформации, тогда как необходимые для компенсации моменты зависят от тригонометрических функций углов положения звеньев. Тем не менее, на практике разработано несколько конструкций пружинных механизмов (рис. 4.31), обеспечивающих требуемую зависимость «сила–перемещение», что позволяет точно выполнить уравновешивание.

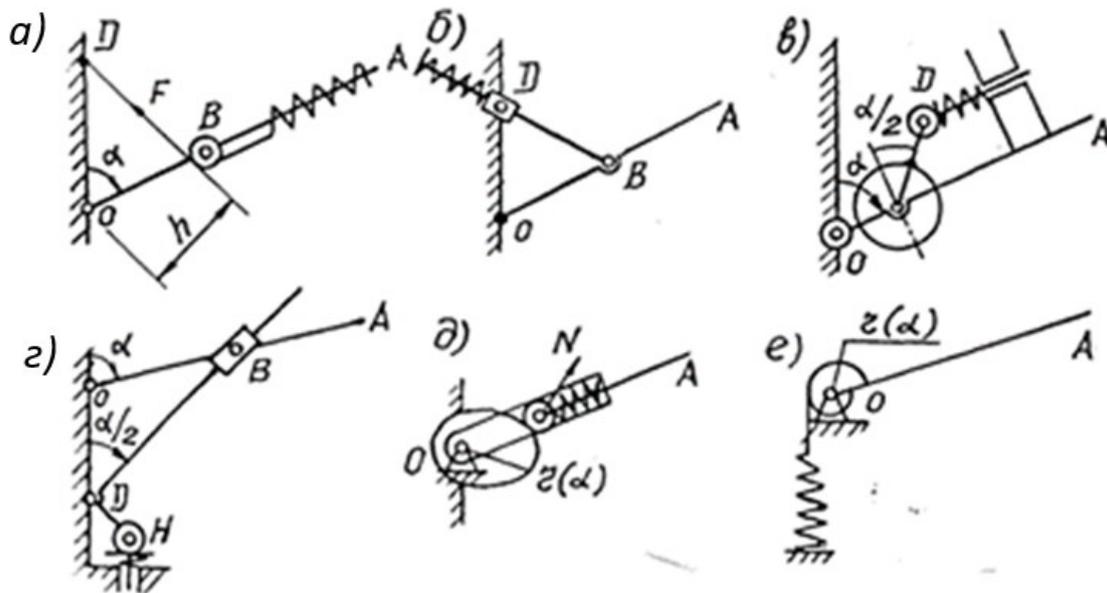


Рис. 4.31. Варианты исполнения пружинных механизмов статического уравновешивания звеньев манипуляторов

Один из вариантов реализации – использование пружины растяжения, один конец которой закреплён в точке жёсткости на подвижном звене А, а второй через трос и блок В фиксируется в неподвижной точке Д. Подбором соответствующей жёсткости пружины достигается эффект, аналогичный установке корректирующей массы. В схемах (а) и (е) (рис. 4.30) применяются гибкие элементы (тросы) и пружины с мягкими характеристиками, работающие на растяжение. В других схемах используются пружины сжатия, характеризующиеся малыми деформациями и высокими усилиями. В схемах (в – е) до-

полнительно задействованы вспомогательные элементы зубчатых передач с передаточным отношением 2:1, кулиса, где $OD=OB$, а также кулачок с радиусом кривизны $r=f(\alpha)$, предназначенные для создания деформации пружины, пропорциональной синусу половины угла отклонения звена А от вертикали.

На рис. 4.32 представлена конструкция привода вертикального перемещения звена манипулятора, дополненная механизмом силовой разгрузки, состоящим из пружины и кулачкового механизма со спиральным профилем, выполненным по уравнению Архимедовой спирали. Статического уравнивания каждого звена по отдельности недостаточно для уравнивания всей ИКЦ манипулятора.

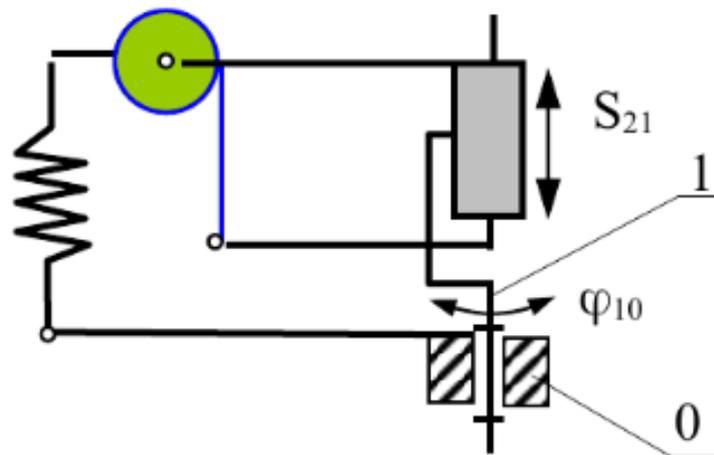


Рис. 4.32. Схема статической разгрузки привода вертикального перемещения звена манипулятора

Необходимо учитывать взаимное влияние звеньев друг на друга. Для анализа этого явления воспользуемся обобщённым уравнением Даламбера, которое наглядно демонстрирует влияние движений звеньев на динамику исполнительных механизмов робота. Уравнение движения вращательного звена исполнительного механизма может быть записано следующим образом:

$$\begin{aligned} & \mu_i \\ = & (A_i^0 I_i A_i^{0T}) A_i^0 \dot{\omega}_i + (A_i^0 \omega_i) \cdot [(A_i^0 I_i A_i^{0T}) (A_i^0 \omega_i)] + A_i^{i+1} [A_{i+1}^0 \mu_{i+1} + (A_{i+1}^0 \lambda_i) \cdot \\ & \cdot (A_{i+1}^0 F_{i+1})] + (A_i^0 \lambda_i + A_i^0 l_i) \cdot A_i^0 F_i. \quad (4.4) \end{aligned}$$

Здесь: μ_i – момент в i -ом шарнире ИМ; A_j^k (при $j, k=0, 1, 2, \dots, i \dots$ n) матрицы преобразования однородных координат в виде представления Денавита – Хартенберга: $(x_0, y_0, z_0$ – базовая система координат); I_i – тензор инерции; $\ddot{\omega}_i$ – условное ускорение звена; $\dot{\omega}_i$ – его угловая скорость; λ_i – положение i -ой системы координат относительно начала $(i-1)$ -ой системы координат; F_{i+1} – сила, действующая со стороны $i+1$ звена на i -е звено; l_i – положение центра масс i -го звена в i -й системе координат; F_i – суммарная сила, приложенная к центру масс i -го звена. Анализ выражения (4.4) позволяет утверждать, что влияние соседних звеньев на формирование момента μ_i выражается следующим образом:

$$\mu_i = A_i^{i+1} \left[A_{i+1}^0 \mu_{i+1} (A_{i+1}^0 \lambda_i) \cdot (A_{i+1}^0 F_{i+1}) \right]. \quad (4.5)$$

Следует учитывать, что вращательная кинематическая пара пятого класса не передаёт момент относительно своей оси вращения. Следовательно, согласно зависимости (4.5), появляется возможность минимизировать или полностью исключить воздействие момента μ_{i+1} на текущее значение μ_i . Представим момент μ_{i+1} как пару сил f_{i+1} , приложенных на бесконечно малом плече r_{i+1} , находящемся в плоскости перемещения звеньев. Если концы этого плеча зафиксированы двумя параллельными связями, то усилие f_{i+1} можно разложить по правилу параллелограмма на составляющие: $f_{i+1} = \left| 0, f_{i+1}^1, f_{i+1}^2, 1 \right|^T$, где f_{i+1}^1 – противоположно направленные компоненты, действующие вдоль связей, а f_{i+1}^2 – аналогичные усилия, ориентированные вдоль самого плеча r_{i+1} . Тогда выражение для определения момента μ_{i+1} , с учётом проведённого разложения, примет вид:

$$\mu_{i+1} = \begin{vmatrix} 0 & -r_{i+1}^2 & r_{i+1}^1 & 0 \\ r_{i+1}^2 & 0 & 0 & f_{i+1}^{11} & -f_{i+1}^{21} \\ -r_{i+1}^1 & 0 & 0 & -f_{i+1}^{22} & -f_{i+1}^{12} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & \end{vmatrix}, \quad (4.6)$$

где индексы обозначают проекции на оси выбранной системы координат (выбор направлений осей произволен). Поскольку силы и равны по модулю, противоположны по направлению и совпадают по ли-

нии действия, то при фиксации удерживающих связей в плоскости i -го звена будет выполняться соотношение:

$$\mu_{i+1} = r_{i+1}^2 f_{i+}^{11}. \quad (4.7)$$

Из формулы (4.7) следует, что если в шарнирах i -го звена предусмотреть такие удерживающие связи, при которых выполняется равенство $r_{i+1}^2 f_{i+}^{11} = r_i^2 f_{Ri}^1$, (где r_i^2 – плечо реакций этих связей в i -м шарнире), то влияние момента μ_{i+1} на момент μ_i станет пренебрежимо малым (останется лишь через диссипативные эффекты в самих шарнирах). Изложенное верно как для статических, так и для динамических моментов, возникающих вследствие относительного движения звеньев.

Для преобразования статических моментов в шарнирах и их разложения на пары сил необходим механизм синусно-косинусного типа, обеспечивающий переход активного момента в реактивный. На рис. 4.33 изображена конструкция, наиболее подходящая для реализации данной задачи.

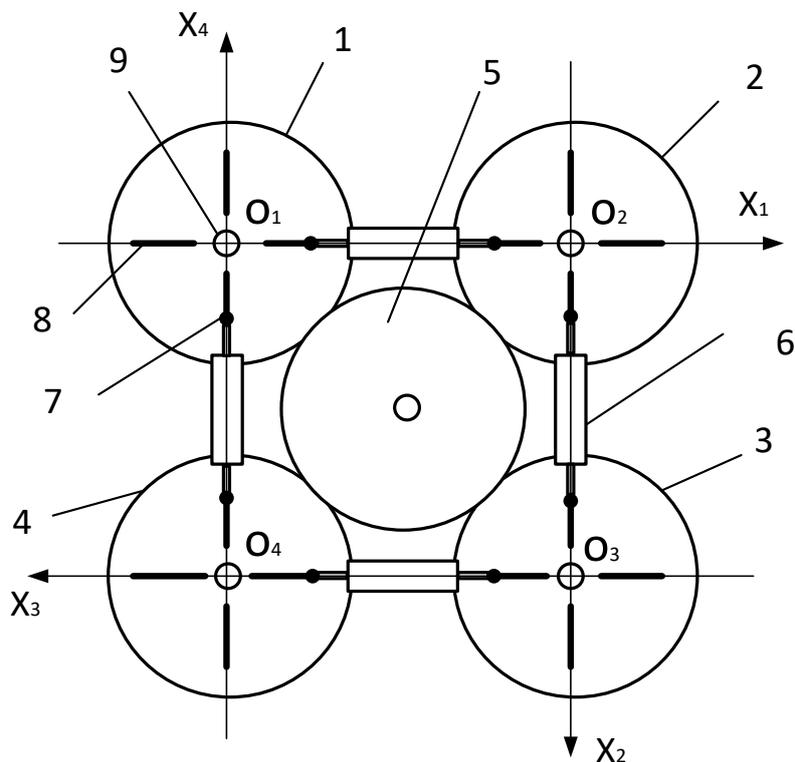


Рис. 4.33. Синусно-косинусный механизм разгрузки: 1,2,3,4- внешние зубчатые колеса механизма (ЗК1); 5 - внутреннее зубчатое колесо механизма (ЗК2); 6-упругие элементы; 7- точки крепления упругих элементов на ЗК2; 8- конструктивные элементы крепления упругих элементов на ЗК2; 9- оси крепления зубчатых колес

Центры крепления зубчатых колес ЗК1 обозначены точками O1, O2, O3 и O4. При повороте ЗК2 происходит одновременное вращение ЗК1, причём углы поворота могут быть одинаковыми или различными, в зависимости от соотношения диаметров колес ЗК2 и ЗК1. В процессе вращения упругие компоненты, выполненные из латексной ленты, трубчатой резины или в виде растяжных пружин, деформируются, создавая усилия и моменты нагружения относительно осей вращения колес ЗК1. Аксиальные составляющие в зубчатых зацеплениях ЗК2 и ЗК1 вызывают суммарный момент на внутреннем зубчатом колесе. Центральное зубчатое колесо ЗК1 жестко связано с звеном манипулятора, тогда как четыре других колеса ЗК2 установлены в корпусе. Под действием статического момента нагрузки центральное колесо приходит во вращение, а остальные катятся вокруг него; при этом упругие элементы растягиваются и формируют усилия, направленные на возврат системы в исходное состояние, создавая таким образом компенсирующий момент. Величина этого уравновешивающего момента определяется числом обкатывающихся колес, соотношением их диаметров, количеством упругих элементов на каждом из колес, их жёсткостью и точками крепления к колесам. Основной особенностью данного синусно-косинусного механизма является возможность организации замкнутого силового потока без возникновения реактивных усилий. Отсутствие реакций достигается за счет взаимной компенсации радиальных составляющих сил зацепления, действующих на каждое из внешних колес ЗК2 в противоположных направлениях относительно его центра. Рассмотрим размещение осей двух соседних внешних зубчатых колес ЗК1 по соответствующим осям координат. Тогда множество возможных координат точек крепления упругих элементов на одном из таких колес по оси можно представить как

$$[r_{oj}^i, r_{kj}^i] = \{r_{\mu j}^i \in R_j^{xi} : r_{oj}^i < r_{\mu j}^i \leq r_{kj}^i\}, \quad (4.8)$$

где $r_{\mu j}^i$ – координаты μ -й точки по оси X_i для j -го ЗК1, r_{oj}^i и r_{kj}^i – координаты граничных точек, R_j^{xi} – совокупность вещественных чисел по оси X_i для j -го ЗК1. Из анализа рис. 4.34 следует наличие четырех вариантов соединения каждой пары смежных колес ЗК1 в начальном положении. Например, для пары колес 1 и 2 на рисунке эти варианты могут быть выражены следующими соотношениями:

$$\{r_{\mu 1}^1 \in R_1^{+Xo1}\} \leftrightarrow \{r_{\mu 2}^1 \in R_2^{-Xo2}\}; (4.9)$$

$$\{r_{\mu 1}^1 \in R_1^{+Xo1}\} \leftrightarrow \{r_{\mu 2}^1 \in R_2^{+Xo2}\}; (4.10)$$

$$\{r_{\mu 1}^1 \in R_1^{-Xo1}\} \leftrightarrow \{r_{\mu 2}^1 \in R_2^{-Xo2}\}; (4.11)$$

$$\{r_{\mu 1}^1 \in R_1^{-Xo1}\} \leftrightarrow \{r_{\mu 2}^1 \in R_2^{+Xo2}\}. (4.12)$$

Здесь R_j^{Xoj} – положительные или отрицательные значения координат точек крепления упругих элементов на колесах 1 и 2 по оси X_1 относительно точек O_1 и O_2 . В общем случае $R_j^{+Xoj} \neq R_j^{-Xoj}$. При этом в общем случае $R_j^{+Xoj} \neq R_j^{-Xoj}$.

Перейдем к анализу условий формирования нагрузочного момента в механизме, рассматривая взаимодействие соседних колес 1 и 2. На рис. 4.34 приведены расчетные схемы, позволяющие определить нагрузочный момент, возникающий на внутреннем колесе под воздействием колес 1 и 2, соединенных упругим элементом в точках, расположенных на расстояниях $r_{\mu j}^1 = O_j B_j$ от центров поворота этих колес согласно варианту (4.10). Предположим, что радиусы колес 1 и 2 равны между собой, и при вращении внутреннего колеса по часовой стрелке из начального положения при работе тренажера они поворачиваются на угол α .

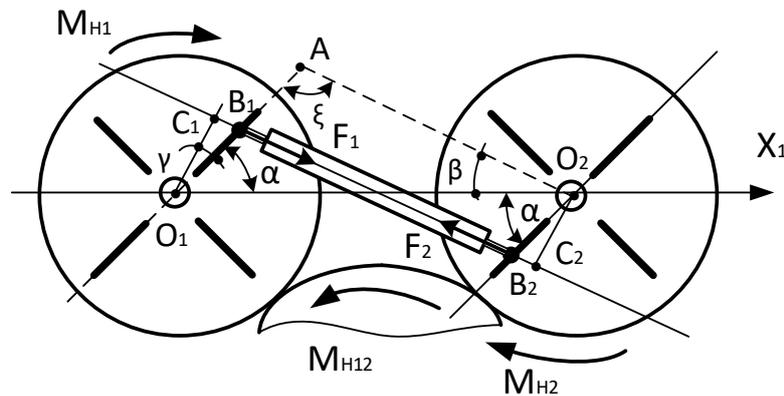


Рис. 4.34. Расчетная схема определения нагрузочного момента от действия зубчатых колес 1 и 2 (соединение колес упругим элементом по варианту (4.10))

Вектор суммарного нагрузочного момента на внутреннем колесе от действия колес 1 и 2 представляет собой геометрическую сумму отдельных составляющих:

$$\bar{M}_{Н12} = \bar{M}_{Н1} + \bar{M}_{Н2}, (4.13)$$

где $\bar{M}_{H1}, \bar{M}_{H2}$ – моменты, создаваемые соответственно колесами 1 и 2. Как видно из рисунка 4.33, численная величина момента M_{Hj} определяется следующим очевидным выражением:

$$M_{Hj} = F_j \cdot O_j C_j, \quad (4.14)$$

где F_j – модуль усилия, развиваемого упругим элементом ($F_1 = F_2$), $O_j C_j$ – длина перпендикуляра, проведенного к линии действия усилия. Обозначим $O_1 O_2 = H$, применим теорему синусов, воспользуемся известными тригонометрическими тождествами и, рассмотрев схему, представленную на рис. 4.34, для левого соседнего колеса, получим следующие зависимости:

$$\begin{aligned} O_1 C_1 &= O_1 B_1 \cdot \cos \gamma; \quad \cos \gamma = \sin(\alpha + \beta); \\ \sin(\alpha + \beta) &= H \cdot (B_1 B_2)^{-1} \cdot \sin \alpha; \\ O_1 C_1 &= O_1 B_1 \cdot H \cdot (B_1 B_2)^{-1} \cdot \sin \alpha. \end{aligned} \quad (4.15)$$

Тогда выражение (4.14) запишется в виде

$$M_{H1} = F_1 \cdot O_1 B_1 \cdot H \cdot (B_1 B_2)^{-1} \cdot \sin \alpha. \quad (4.16)$$

Полагаем, что

$$F_1 = C \cdot [(B_1 B_2)_0 + \Delta], \quad (4.17)$$

Жесткость упругого элемента обозначена как C , где $(B_1 B_2)_0$ и Δ – его исходная длина и величина деформации. Условие (4.17) реализуется за счёт предварительного натяжения упругого элемента или за счёт начального усилия, созданного без его растяжения (например, за счёт межвиткового давления в пружине). С учётом того, что $B_1 B_2 = [(B_1 B_2)_0 + \Delta]$ после необходимых подстановок получаем:

$$M_{H1} = O_1 B_1 \cdot H \cdot C \cdot \sin \alpha. \quad (4.18)$$

Поскольку параметры $O_1 B_1, H$ и C являются постоянными, то зависимость (4.16) носит гармонический характер в вертикальной плоскости.

Для правого соседнего колеса выражение (4.18) преобразуется к виду:

$$M_{H2} = O_2 B_2 \cdot H \cdot C \cdot \sin \alpha, \quad (4.19)$$

а суммарный момент от пары смежных колес определяется как:

$$M_{H12} = (O_1 B_1 + O_2 B_2) \cdot H \cdot C \cdot \sin \alpha \text{ или в общем виде}$$

$$M_{H12} = (r_{\mu 1}^1 + r_{\mu 2}^1) \cdot H \cdot C \cdot \sin \alpha. \quad (4.20)$$

При равенстве $r_{\mu 1}^1 = r_{\mu 2}^1 = r_{\mu}^1$ имеем

$$M_{H12} = 2 \cdot r_{\mu}^1 \cdot H \cdot C \cdot \sin \alpha. \quad (4.21)$$

Так как все пары смежных ЗК1 соединяются упругими элементами по одной схеме и с одинаковыми значениями, то на основе выражения (4.21) можно составить общее уравнение для всего механизма:

$$M_H = 4 \cdot M_{H12} = 8 \cdot r_\mu^1 \cdot H \cdot C \cdot \sin \alpha. \quad (4.22)$$

Например, при $r_\mu^1 = 15\text{мм}$; $H = 84\text{мм}$ и $C = 1 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$, максимальное значение нагрузочного момента составляет $10,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$. В общем случае обозначим разность как $r_{\mu 1}^1 - r_{\mu 2}^1 = \Delta r_{\mu 1}^1$. Тогда, анализируя рис. 4.34, несложно вывести формулу, описывающую уменьшение момента в виде указанной разности:

$$\Delta M_{H12} = M_{H1} \left[1 - \left(r_{\mu 2}^1 \cdot r_{\mu 1}^{1-1} \right)^2 \right]. \quad (4.23)$$

Безразмерную форму выражения (4.23) можно представить следующим образом:

$$\Delta M_{H12} \cdot M_{H1}^{-1} = \Delta r_{\mu 1}^1 \cdot r_{\mu 1}^{1-1} \left(2 - \Delta r_{\mu 1}^1 \cdot r_{\mu 1}^{1-1} \right). \quad (4.24)$$

Производная $dM_{H12}/dr_{\mu 1}^1$ равна:
 $dM_{H12}/dr_{\mu 1}^1 = 2M_{H12}/r_{\mu 1}^1 \left(1 - \Delta r_{\mu 1}^1 \cdot r_{\mu 1}^{1-1} \right)$.

На рис. 4.35 приведена графическая зависимость выражения (4.24).

Анализ графика рис. 4.35 позволяет сделать вывод, что данная зависимость имеет квадратичную форму. По аналогии с расчётом схемы (4.11), для схемы (4.12) выводится следующее выражение:

Из рассмотрения рис. 4.35 следует, что указанная выше зависимость имеет квадратичный характер. По аналогии с приведенным выше расчетом схемы (4.11) для схемы (4.12) можно получить:

$$M_{H12} = (O_1 B_1 - O_2 B_2) \cdot H \cdot C \cdot \sin \alpha \text{ или в общем виде}$$

$$M_{H12} = \left(r_{\mu 1}^1 - r_{\mu 2}^1 \right) \cdot H \cdot C \cdot \sin \alpha. \quad (4.25)$$

$$\Delta M_{H12} \cdot M_{H1}^{-1}$$

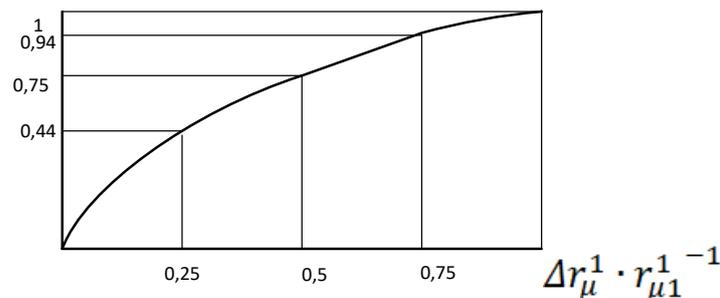


Рис. 4.35. Графическая зависимость $\Delta M_{H12} \cdot M_{H1}^{-1}$ от соотношения $\Delta r_{\mu 1}^1 \cdot r_{\mu 1}^{1-1}$

Из рассмотрения выражений (4.20) и (4.25) следует, что в пределах угла поворота $0 < \alpha \leq \pi/2$ знак нагрузочного момента не изменяется. При соединении колес по схеме (2) момент максимален, а при соединении по варианту (3) нагрузочный момент может стать сопутствующим M_{C12} при $r_{\mu 1}^1 < r_{\mu 2}^1$ и равным нулю при $r_{\mu 1}^1 = r_{\mu 2}^1$.

Поскольку вариант крепления упругих элементов (4.12) аналогичен варианту (4.10), то можно записать:

$$M_{H12} = - (r_{\mu 1}^1 + r_{\mu 2}^1) \cdot H \cdot C \cdot \sin \alpha = M_{HC12}. \quad (4.26)$$

Одним из ключевых преимуществ данного механизма является двустороннее нагружение пружин и замкнутость силового контура внутри конструкции. Формула для уравнивающего момента, генерируемого механизмом, выглядит следующим образом:

$$M_{уп} = 16 \cdot \eta \cdot c \cdot OA \cdot OC \cdot \sin q, \quad (4.27)$$

где η – коэффициент полезного действия механизма.

Например, для компенсации момента в 560 Нм достаточно использовать пружину диаметром 7 мм, изготовленную из проволоки толщиной 1,4 мм. При этом габариты всего устройства, при диаметре колёс 70 мм, $OA = 0,05$ м, $OC = 0,025$ м, составляют $150 \times 150 \times 20$ мм. На рис. 4.36 представлена упрощённая схема манипулятора, оснащённого механизмами статической разгрузки.

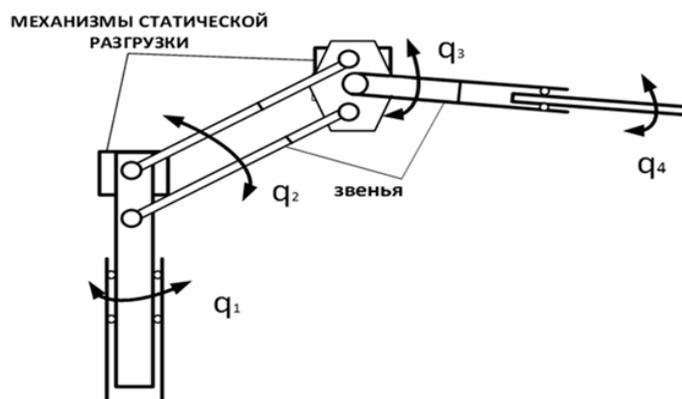
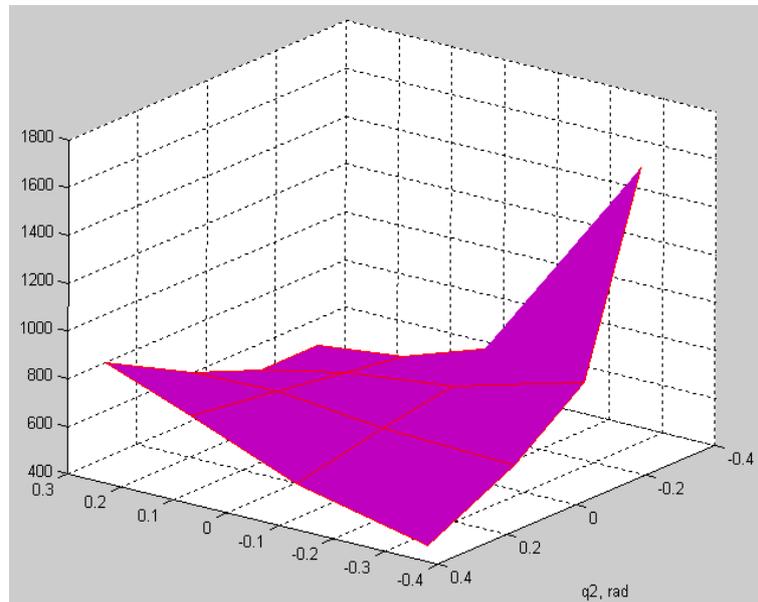


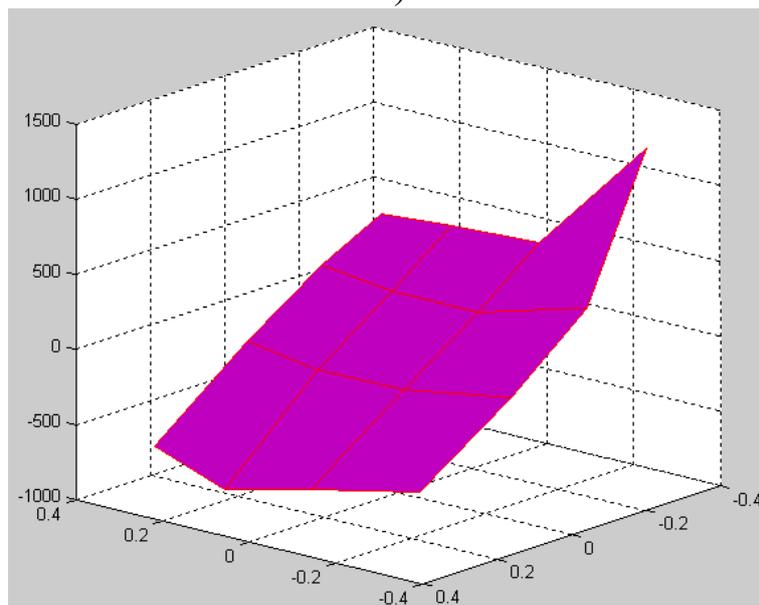
Рис. 4.36. Упрощенная схема манипулятора с 3 степенями подвижности с расположенными в нем механизмами статической разгрузки

После завершения расчётов параметров пружин необходимо проверить работоспособность системы статической моментной компенсации на компьютерной модели. Так, на рис. 4.37 приведены зависимости статических моментов M_2 и M_3 от обобщённых координат

q_2 и q_3 (см. рис. 4.35), полученные на основе виртуальной модели манипулятора, построенной в библиотеке SimMechanics пакета MATLAB.



а)

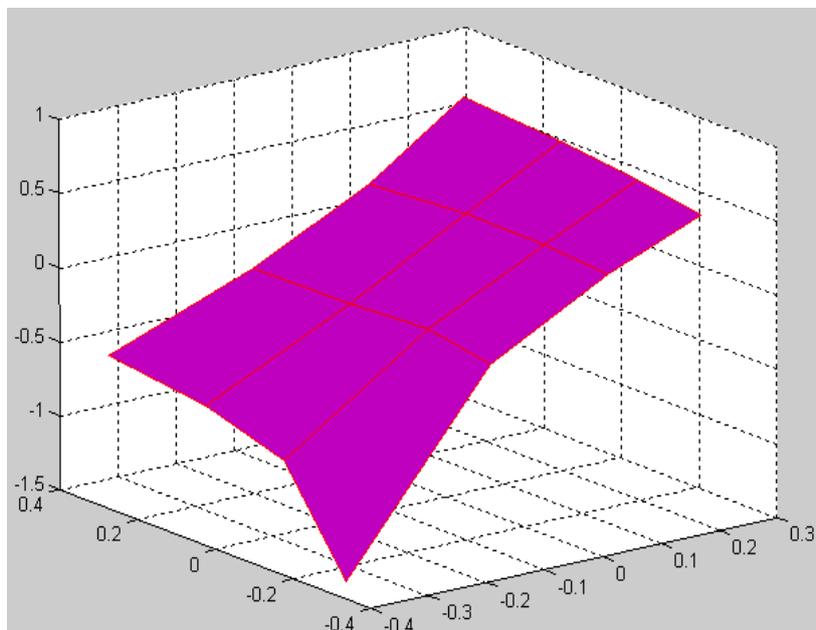


б)

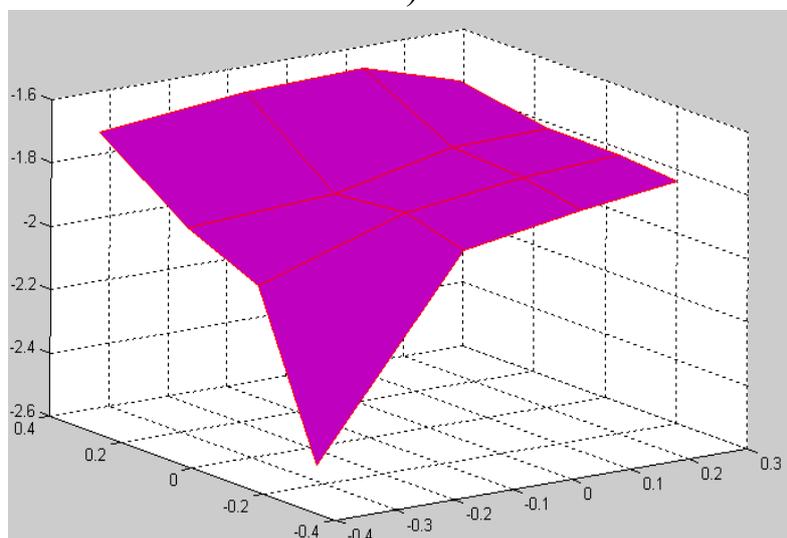
Рис. 4.37. Зависимости статических моментов M_2 (а) и M_3 (б) от обобщенных координат q_2 и q_3

Анализ рис. 4.37 показывает, что статические моменты M_2 и M_3 зависят от обобщённых координат q_2 и q_3 нелинейным образом и изменяются в значительных пределах. Эти моменты являются величинами переменными и подлежат обязательному учёту при проектировании системы управления манипулятором. Диапазон изменения мо-

мента M_2 составляет 2091 Н·м, а для M_3 этот показатель равен 1206 Н·м. Как видно из данных, представленных на рис. 4.38, после внедрения в конструкцию манипулятора устройств статической разгрузки, зависимости моментов M_2 и M_3 от соответствующих обобщённых координат q_2 и q_3 имеют практически пренебрежимо малую величину.



а)



б)

Рис. 4.38. Зависимости статических моментов M_2 и M_3 от обобщенных координат q_2 и q_3 в разгруженной системе

Остаточная неуравновешенность, остающаяся после применения разгрузочных устройств, незначительна и лежит в пределах 0,86

Н·м для М2 и 2,12 Н·м для М3. Причиной этого эффекта могут быть неточности моделирования, а также неучтённые нелинейные взаимодействия между звеньями в точке замыкания кинематической цепи. В реальных условиях эксплуатации остаточную неуравновешенность можно определить и скомпенсировать путём корректировки параметров механизмов разгрузки. Одним из возможных способов является формирование нелинейного передаточного отношения в зубчатой передаче. Если после первой итерации уравнивания сохраняется остаточный момент, то требуемый уравнивающий момент может быть выражен следующим образом:

$$M_{yp} = A_y(q) + H(q), \quad (4.28)$$

где $A_y(q)$ – уравнивающий момент, создаваемый исходной конструкцией механизма; $H(q)$ – остаточный момент неуравновешенности. Функцию $H(q)$, представляющую собой остаточный момент, можно определить численно как нелинейную зависимость от обобщённой координаты q . Для удобства аналитического представления эту зависимость можно аппроксимировать, например, с использованием кубического сплайна, построенного на основе результатов интерполяции или экстраполяции графических данных. Общий вид такого сплайна будет следующим:

$$H(q) = b_3 q^3 + b_2 q^2 + b_1 q + b_0. \quad (4.29)$$

Используя соотношения (4.28) и (4.29), полное уравнивание механизма достигается при обеспечении момента, вычисляемого согласно выражению (3.22):

$$M_{yp} = h(q) \cdot A_y \cdot \sin q, \quad (4.30)$$

в котором $h(q)$ представляет собой нелинейную функцию, значение которой находится из зависимости:

$$A_y \cdot \sin q \cdot h(q) = A_y \cdot \sin q + H(q). \quad (4.31)$$

После преобразования выражения (4.31) получено следующее соотношение:

$$h(q) = 1 + H(q) \cdot (A_y \cdot \sin q)^{-1} = 1 + D. \quad (4.32)$$

На основании вышеизложенных соотношений формулы для расчёта нелинейного передаточного отношения i уравнивающего механизма, а также переменных радиусов внутреннего $R1(q)$ и внеш-

них $R_2(q)$ зубчатых колёс принимают вид:

$$i = (L - R_2(q)) \cdot (R_2(q))^{-1} = L \cdot (R_2(q))^{-1} - 1;$$

$$R_1(q) = L(1 + D) \cdot (2 + D)^{-1}; \quad (4.33)$$

$$R_2(q) = L \cdot (2 + D)^{-1},$$

где L – заданное межцентровое расстояние;

Соотношения (4.33) определяют геометрические параметры зубчатого зацепления, обеспечивающие полное уравновешивание манипуляционного механизма пассивного манипулятора.

4.4. Механизмы захватных устройств

Захватные устройства, или схваты, выполняют функцию взятия объекта, удержания его в процессе перемещения и последующего освобождения по завершении операции. Основными разновидностями таких устройств являются механические, пневматические и электромагнитные схваты. Учитывая широкий ассортимент объектов, подлежащих манипуляциям, было разработано множество конструкций, объединяющих указанные типы, а также специализированные устройства, действующие на нестандартных принципах (например, адгезионные, прокалывающие или использующие аэродинамическую подъемную силу). Схват представляет собой аналог человеческой кисти и является наиболее распространенным видом механического захвата. Простейшие двухпальцевые модели конструктивно напоминают плоскогубцы с приводным механизмом. На рис. 4.39 изображена конструкция такого схвата с использованием пневматического привода.

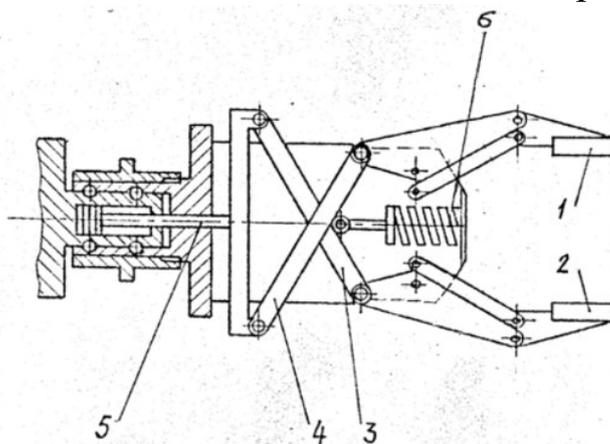


Рис. 4.39. Двухпальцевый хват: 1,2 – пальцы (губки); 3,4 – рычажная передача; 5 – шток пневматического двигателя (пневмоцилиндра); 6 – возвратная пружина

В зависимости от формы и габаритов объектов применяются схваты, имеющие три, четыре и более пальцев, хотя последние используются значительно реже. На рис. 4.40 представлен более сложный вариант – трехпальцевый хват, каждый палец которого состоит из трёх шарнирно соединённых звеньев и способен дополнительно поворачиваться вокруг своей продольной оси.

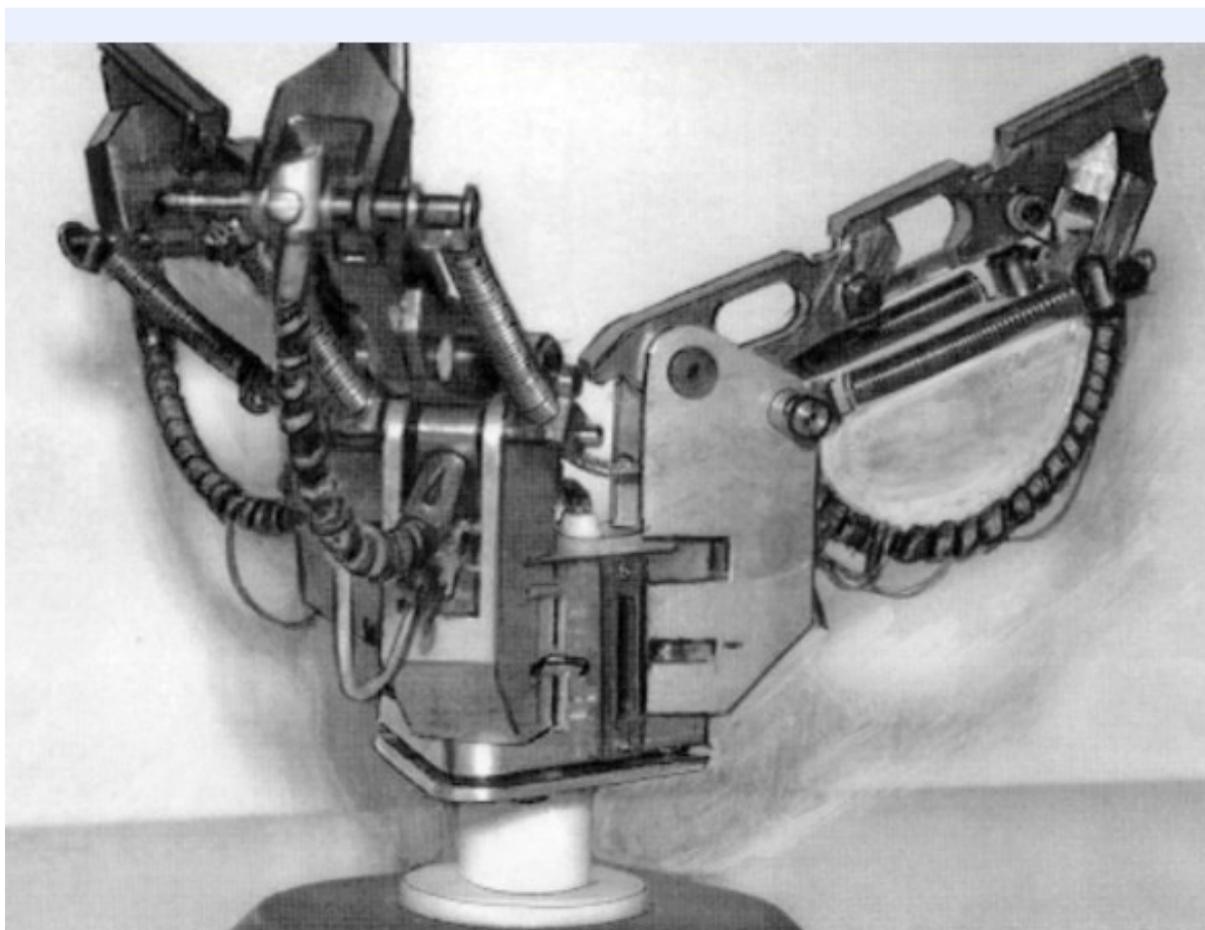


Рис. 4.40. Вид схвата с тремя пальцами

Различные варианты конструктивного исполнения хватных устройств показаны на рис. 4.41.

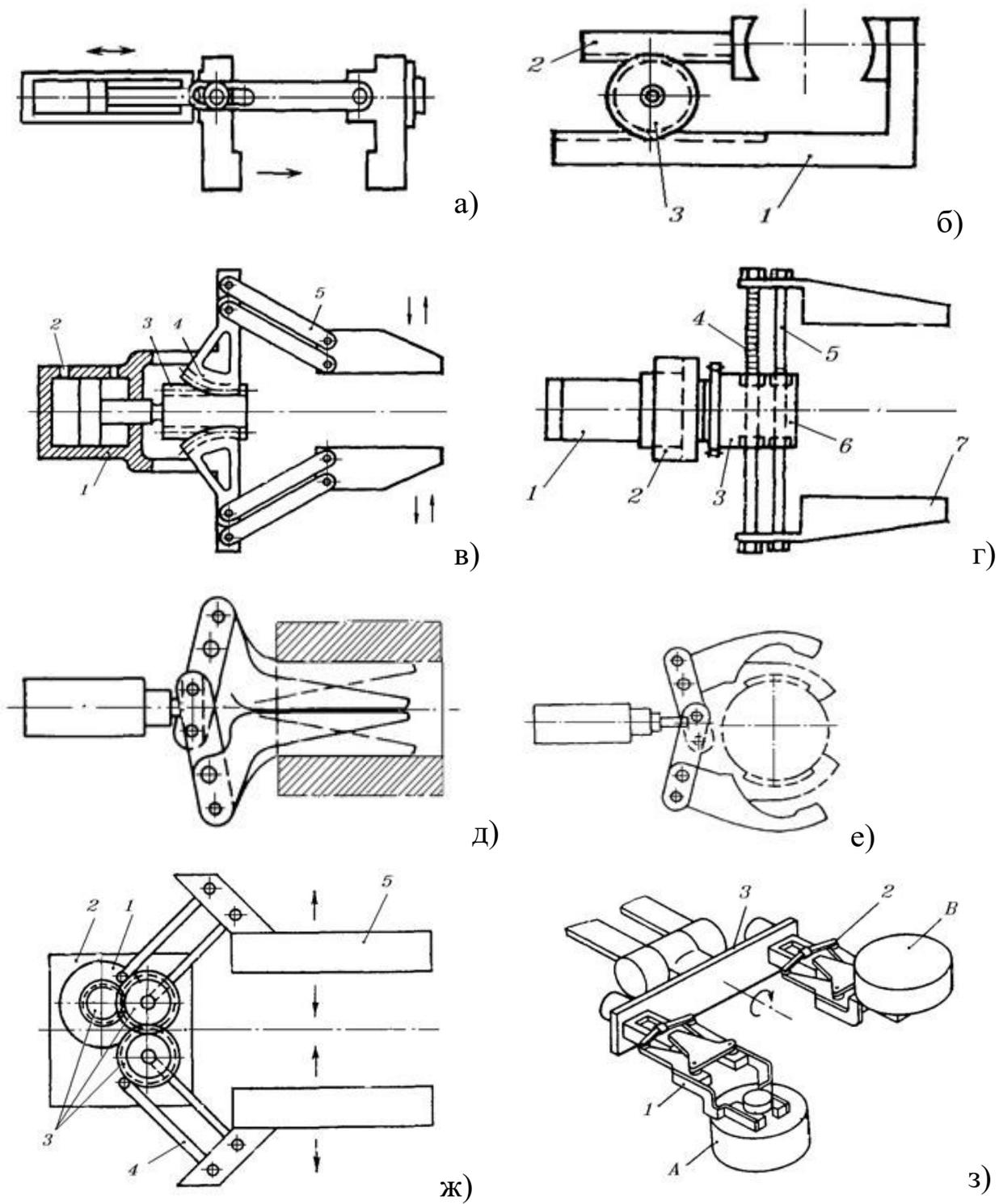


Рис. 4.41. Различные конструкции хватных устройств

Большинство представленных решений отличаются относительно простой конструкцией. Например, устройство на рис. 4.40, а) имеет губки, одна из которых неподвижна, а вторая перемещается с помо-

щью пневмо- или гидроцилиндра, обеспечивая параллельное смещение. Поверхности губок адаптированы под форму детали. Однако у данной конструкции отсутствует возможность автоматической центровки заготовки. Устройство на рис. 4.40, б) предусматривает одновременное движение губок 1 и 2 при проворачивании зубчатого колеса 3, что позволяет сохранять положение центра объекта в пространстве. Рабочие поверхности губок выполнены по радиусу объекта. На рис. 4.40, в) представлен механизм с плоскопараллельным движением губок, состоящий из корпуса 1 с установленным силовым цилиндром, отверстий 2 для подачи рабочей среды, штока 3 с рейкой, зубчатых секторов 4 и двух пар планок 5, образующих симметричные параллелограммные структуры. Зажим происходит при перемещении поршня вправо. Конструкция на рис. 4.40, г) включает вращающийся привод 1, корпус 2, редуктор 3, реечную передачу 4, направляющие 5, коробку с зубчатым механизмом 6 и зажимные губки 7. Такое устройство позволяет фиксировать изделия различных размеров. Нередко возникает необходимость внутреннего захвата, при котором пальцы расходятся внутри объекта. Они могут двигаться как по дуге окружности, так и прямолинейно (рис. 4.40, д)). Для работы с цилиндрическими изделиями используется внешний захват (рис. 4.40, е), обеспечивающий надежное удержание длинномерных объектов типа валов благодаря точкам контакта в нескольких сечениях. Губки такого устройства также сходятся к объекту одновременно. На рис. 4.40, ж) изображен механизм, в котором задействован вращающийся привод с зубчатой передачей 3, параллелограммная система 4 и губки 5, совершающие плоскопараллельное движение, обозначенное стрелками. Отдельной группой выделяются многопозиционные захватные устройства, например, как на рис. 4.40, з), которые последовательно вводятся в действие путем поворота всей конструкции вокруг её продольной оси, закрепленной на запястье манипулятора. В составе устройства находятся рычаги 1 и 2, соединительная планка 3. Объекты манипулирования обозначены буквами А и В.

Схваты оснащаются различными типами сенсоров, предназначенных для обеспечения обратной связи о состоянии объекта и самого захвата. В их число входят контактные датчики (тактильные и касания), устройства контроля усилия по одной или нескольким координатам, датчики проскальзывания, а также дистанционные измери-

тельные элементы – ультразвуковые, оптические и другие. Последние позволяют обнаруживать предметы как непосредственно рядом со схватом, так и между его пальцами.

Наиболее часто используемым видом захватного оборудования является вакуумный тип, основанный на применении присосок, удерживающих груз за счёт создания разрежения внутри полости, образованной между поверхностью объекта и самой присоской. Если требуется взаимодействие с изделиями сложной формы, применяются многоточечные вакуумные системы, включающие несколько присосок. Также широкое распространение получили магнитные захваты, предназначенные для работы с ферромагнитными материалами. Они могут быть выполнены как на основе электромагнитов, что наиболее характерно для робототехнических комплексов, так и с использованием постоянных магнитов. Для освобождения объекта такие устройства обычно оснащаются механическими толкателями.

Захватные устройства подразделяются на универсальные, пригодные для различных условий эксплуатации, и специализированные, рассчитанные на работу с хрупкими, длинномерными предметами, текстильными изделиями и другими нестандартными объектами. Для компенсации возможных отклонений позиционирования и снижения нагрузок на конструкцию манипулятора захватные модули часто устанавливаются через упругие или адаптивные переходные элементы. Это особенно важно при операциях, связанных с жёстко ограниченным перемещением объектов – например, при сборке, установке заготовок в зажимные устройства или технологические гнезда, движении по направляющим и аналогичных задачах.

Если в роли объекта манипулирования выступает технологический инструмент такой как устройство для нанесения покрытий, сварочный аппарат, гайковёрт, шлифовальный механизм и т.д., то он, как правило, не удерживается схватом, а жёстко крепится к последнему звену манипулятора вместо него. При этом возникает необходимость в обеспечении подвода энергии или рабочих сред: для окрасочных роботов это краска и сжатый воздух к распылителю, для сварочных – электрический ток к клещам, либо проволока, защитный газ и система охлаждения при дуговой сварке. Все эти факторы предъявляют особые требования к конструкции манипулятора.

Вопросы для самоконтроля

1. Для чего используются мобильные роботы?
2. В каких случаях используются колесные, гусеничные или шагающие мобильные роботы?
3. Как передвигается мобильный шаробот?
4. Сравните между собой редукторное и безредукторное мотор – колеса.
5. Как устроены механизмы передвижения шагающих мобильных роботов?
6. Из каких компонентов состоит исполнительная кинематическая цепь манипуляторов мобильных роботов?
7. Что называется кинематической парой?
8. Что называется степенью подвижности исполнительная кинематическая цепь манипуляторов мобильных роботов?
9. Сколько степеней подвижности имеет исполнительная кинематическая цепь манипуляторов мобильных роботов?
10. Что называют рабочим пространством и рабочей зоной манипуляционного робота?
11. Дайте характеристику основным типовым видам манипуляционных систем промышленных роботов.
12. Что называют зоной обслуживания манипулятора?
13. Что такое маневренность манипулятора?
14. Какие характеристики и факторы влияют на конструктивно-компоновочное выполнение исполнительный кинематической цепи манипуляционного робота?
15. Приведите примеры конструктивно-компоновочные схемы исполнительный кинематической цепи манипуляционных роботов.
16. Для чего используются параллелограммные механизмы в исполнительный кинематической цепи манипуляционных роботов?
17. Дайте сравнительную оценку вариантам размещения приводных компонентов в степенях подвижности или вынесенных на основание робота.
18. Укажите достоинства и недостатки использования в исполнительный кинематической цепи манипуляционного робота механизмов параллельной структуры.
19. Как устроены роботы с дельта-манипуляторами?

20. Что такое агрегатно-модульный метод построения манипуляторов роботов?

21. Объясните достоинства и недостатки модульных роботов.

22. Для чего используются механизмы уравнивания в манипуляционных роботах?

23. Какие виды статического уравнивания используются в манипуляционных роботах?

24. Для чего в манипуляционных роботах используются хватные устройства?

25. Какие виды хватных устройств используются в манипуляционных роботах?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии приведены общие сведения об исполнительных устройствах мехатронных модулей и робототехнических систем, рассмотрены примеры их конструктивного исполнения. Представлены основные эксплуатационные характеристики механических систем. Приведены базовые зависимости для расчетов параметров механического движения в мехатронных модулях, а также основы математического моделирования динамических характеристик механических подсистем. Рассмотрены основные компоненты механических исполнительных устройств мехатронных модулей, во многом определяющих качественные показатели их работы.

Рассмотрены механизмы преобразования вида движения (чаще вращательного в поступательное), основные компоненты механической исполнительной системы мобильных и манипуляционных роботов, которые в мобильном роботе обеспечивают движение его ходовой части – колесных, гусеничных или шагающих движителей, а в манипуляционных роботах реализуют перемещения исполнительной кинематической цепи, состоящей из звеньев, соединенных кинематическими парами для обеспечения движения рабочего органа (рабочего инструмента или захватного органа) при выполнении рабочей операции.

Материал пособия позволит студентам уяснить принятые в мехатронике и робототехнике терминологию, понятия и определения по механике, дает представление о структуре и составе механизмов исполнительных устройств мехатронных и робототехнических систем, их компонентах, а также качественно выполнить курсовое проектирование и ВКР.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Афонин В.Л. и др. Обработка оборудование на основе механизмов параллельной структуры. - Издательство МГТУ СТАНКИН, 2006. 452 с
2. Босинзон М.А. Автоматизированные мехатронные модули линейных и вращательных перемещений /Журнал «Приводная техника» №1,2002. с.10-19.
3. Булгаков, А. Г. Промышленные роботы. Кинематика, динамика, контроль и управление / А. Г. Булгаков, В. А. Воробьев. – Москва : СОЛОН-ПРЕСС, 2017. – 486с.
4. Введение в мехатронику : учеб. пособие / Грабченко А.И., Клепиков В.Б., Доброскок В.Л., Крыжний Г.К., Анищенко Н.В., Кутовой Ю.Н., Пшеничников Д.А., Гаращенко Я.Н. – Харьков : НТУ "ХПИ", 2014. – 274 с.
5. Индукаев К. В. Бесконтактные сверхточные мехатронные узлы и их компоненты разработки Российской компании "Лаборатории Амфора" // Приводная техника. 2008. № 2 (72). С. 38–47.
6. Компоненты приводов мехатронных устройств: учебное пособие / С. В. Пономарев, А. Г. Дивин, Г. В. Мозгова [и др.]. – Тамбов : Тамбов. гос. техн. ун-т : ЭБС АСВ, 2014. – 295 с.
7. Кравцов, А. Г. Промышленные роботы: учебное пособие / А. Г. Кравцов, К. В. Марусич. – Саратов: Ай Пи Ар Медиа, 2019. – 95 с.
8. Козырев, В. В. Планетарные редукторы в составе роботов и мехатронных систем : учеб. пособие / В. В. Козырев ; Владим. гос. ун-т. – Владимир : Изд-во Владим. гос. ун-та, 2008. – 48 с. – ISBN 978-5-89368-870 с.
9. Лукинов А. П. Проектирование мехатронных и робототехнических устройств : учеб. пособие / А. П. Лукинов. – СПб. : Лань, 2012. – 608 с.
10. Манипуляционные системы роботов / А. И. Корендясев [и др.] ; ред. А. И. Корендясев. – М. : Машиностроение, 1989. - 471 с.
11. Механика и конструирование роботов / Егоров О. Д. - М. : МГТУ "Станкин", 1997 – 510 с.
12. Основы робототехники: учебное пособие / В. С. Глухов, А. А. Дикой, Р. А. Галустов, И. В. Дикая. – Армавир: Армавирский государственный педагогический университет, 2019. – 308 с.

13. Подураев, Ю. В. Мехатроника: учебное пособие. - М.: МГТУ «СТАНКИН» 2000. – 80 с.

14. Подураев Ю.В. Мехатроника: основы, методы, применение: учебное пособие / Подураев Ю.В. – Саратов: Ай Пи Ар Медиа, 2019. – 256 с.

15. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник в 3-х т. Т.3: Проектирование станочных систем /Под общей ред. А.С. Проникова – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана; Изд-во МГТУ «Станкин», 2000.

16. Попов Е. П., Письменный Г. В. Основы робототехники: Введение в специальность: учеб. для вузов / Попов Е. П., Письменный Г. В. - М. : Высшая школа, 1990. - 222 с.

17. Промышленные роботы: основные типы и технические характеристики: [Электронный ресурс]: [учеб. пособие] / Ю.Г.Козырев. – М.: КНОРУС, 2017. - 560с.

18. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 655 с.

19. Робототехнические мехатронные системы: [Электронный ресурс] : [учебник] / О. Д. Егоров, Ю. В. Подураев, М. А. Буйнов. – ФГБОУ ВПО МГТУ «СТАНКИН», 2015. – 326с.

20. Рыбак, Л. А. Роботы и робототехнические комплексы: учебное пособие / Л. А. Рыбак, Е. В. Гапоненко, Ю. А. Мамаев. – Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, ЭБС АСВ, 2013. – 84 с.

21. Схваты промышленных роботов / Челпанов И.Б., Колпашников С.Н. - Л.: Машиностроение, 1989 - 287с.

22. Схиртладзе А. Г., Новиков В. Ю. Технологическое оборудование машиностроительных производств. – М.: Высш. шк. , 2009.-176 с.

23. Сырямкин В.И. Информационные устройства и системы в робототехнике и мехатронике: учеб. пособие. (Серия: Интеллектуальные технические системы). – Томск: Изд-во Том. ун-та, 2016. – 524 с.

24. Таугер В. М. Конструирование мехатронных модулей: учеб. пособие. - Екатеринбург: УрГУПС, 2009. – 336 с.

25. Умнов, В.П. Построение и моделирование манипуляционных исполнительных систем многофункциональных роботизированных технологических центров: учебное пособие / В. П. Умнов - Владимир: ВлГУ, 2016. – 118с.

26. Умнов, В. П. Промышленные роботы и мехатронные системы: монтаж, наладка, испытания и обслуживание: учеб. пособие / В.П. Умнов, А.А.Кобзев; Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых. – Владимир: Изд-во ВлГУ, 2021. – 278 с.

27. Умнов, В. П. Построение исполнительных систем роботов для обработки крупногабаритных объектов/ Современные наукоемкие технологии. - 2018, № 7 - С.126 – 130

28. Умнов В.П. Лазерные технологические комплексы и робототехнические системы: монография/ В.П.Умнов, Д.О.Чухланцев, И.Н.Егоров, Д.А.Силантьева; Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых. – Владимир: Изд-во ВлГУ. 2023. – 426 с.

29. Циклоидальные редукторы: каталог ЗАО «Белробот». – Минск, 2004. – 60 с.

30. Яковлев, А.Ф. Планетарный циклоидальный редуктор / А.Ф. Яковлев, Б.К. Лобастов // Приводная техника. –1998. – № 7. – С. 27 –

31. RV. Untersetzungs – Getriebe fur hochprazise Steuerung. Neue Mechanik (Rotary Vector). (Проспект ф. Teijin Seiki Co., LTD), Япония.

32. Bosch Rexroth AG 2006 2006/07/1.0/DG Шариковые рельсовые направляющие R310RU 2202 (2006.03).

33. SEW-EURODRIVE GmbH & Co. KG. Ernst-Blickle-Straße. Практика приводной техники 1052 3057 / RU.

РЕКОМЕНДАТЕЛЬНЫЙ БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Введение в мехатронику : учеб пособие / Грабченко А.И., Клепиков В.Б., Доброскок В.Л., Крыжный Г.К., Анищенко Н.В., Кутовой Ю.Н., Пшеничников Д.А., Гаращенко Я.Н. – Харьков : НТУ "ХПИ", 2014. – 274 с.

2. Манипуляционные системы роботов / А. И. Корендясев [и др.] ; ред. А. И. Корендясев. – М. : Машиностроение, 1989. - 471 с.

3. Механика и конструирование роботов / Егоров О.Д. - М. : МГТУ "Станкин", 1997 – 510 с.

4. Робототехнические мехатронные системы [Электронный ресурс] : [учебник] / О.Д. Егоров, Ю.В. Подураев, М.А. Буйнов. – М. : МГТУ «СТАНКИН», 2015. – 326 с.

5. Таугер В. М. Конструирование мехатронных модулей : учеб. пособие. – Екатеринбург : УрГУПС, 2009. – 336 с.

Учебное электронное издание

УМНОВ Владимир Павлович

МЕХАНИКА МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ
И МАНИПУЛЯЦИОННЫХ РОБОТОВ

Учебное пособие

Издается в авторской редакции

Системные требования: Intel от 1,3 ГГц; Windows XP/7/8/10; Adobe Reader;
дисковод DVD-ROM.

Тираж 9 экз.

Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых.
600000, Владимир, ул. Горького, 87.