



Л. Е. Панков, Е. А. Красовская, А. А. Красов

# СЛЕДЯЩИЕ ПРИВОДЫ ПРОМЫШЛЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Пашков Е.В., Крамарь В.А., Кабанов А.А. Пашков Е.В., Крамарь В.А., Кабанов А.А. — Следящие приводы промышленного технологического оборудования

Е. В. ПАШКОВ,  
В. А. КРАМАРЬ,  
А. А. КАБАНОВ



# СЛЕДЯЩИЕ ПРИВОДЫ ПРОМЫШЛЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Учебное пособие  
*Издание второе, стереотипное*



ЛАНЬ®

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ · МОСКВА · КРАСНОДАР  
2015

ББК 32.965.8я73

П 22

**Пашков Е. В., Крамарь В. А., Кабанов А. А.**

**П 22** Следящие приводы промышленного технологического оборудования: Учебное пособие. — 2-е изд., стер. — СПб.: Издательство «Лань», 2015. — 368 с.: ил. — (Учебники для вузов. Специальная литература).

**ISBN 978-5-8114-1848-0**

Приведены классификация, терминология, основные понятия и определения, рассмотрены конструкции, принципы действия и методики расчета основных параметров элементов и устройств следящих приводов с различными типами исполнительных двигателей. Даны характеристики исполнительных серводвигателей вращательного и поступательного движения, созданных на основе сервомодулей движения с различными типами датчиков обратной связи и управляющих устройств. Описаны способы создания моделей следящих приводов для исследования их динамических характеристик с применением современных прикладных программ.

Учебное пособие предназначено для студентов машиностроительных и приборостроительных направлений, а также для слушателей отделений переподготовки и повышения квалификации в области автоматизации производственных процессов.

ББК 32.965.8я73



**Рецензенты:**

**C. M. СТАЖКОВ** — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой прикладной механики, автоматики и управления Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова;

**H. B. ФИЛИМОНОВ** — доктор технических наук, профессор кафедры физико-математических методов управления МГУ им. М. В. Ломоносова, профессор кафедры систем автоматического управления МГТУ им. Н. Э. Баумана, главный научный сотрудник лаборатории оптимизации управляемых систем ИПУ им. В. А. Трапезникова РАН.



**Обложка**  
**E. A. ВЛАСОВА**

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>Введение.....</b>	7
<b>Список сокращений.....</b>	8
<b>Глава I</b>	
<b>Классификация, обобщенные уравнения, структурные схемы и передаточные функции следящих приводов .....</b>	9
1.1. Классификация следящих приводов .....	9
1.2. Обобщенная структурная схема следящего привода .....	12
1.3. Структурные схемы цифровых СП.....	15
1.3.1. Однокоординатный цифровой СП .....	15
1.3.2. Многокоординатный цифровой СП с централизованным управлением .....	17
1.3.3. Многокоординатный ЦСП с децентрализованным управлением.....	18
1.3.4. Многокоординатный ЦСП с комбинированным управлением .....	19
1.3.5. Многокоординатный ЦСП с распараллеленной системой управления.....	20
1.4. Обобщенные линеаризованные уравнения силовой части СП с ИД вращательного движения.....	21
1.4.1. Управление угловой скоростью ИД.....	21
1.4.2. Управление моментом ИД .....	25
Контрольные вопросы .....	30
<b>Глава II</b>	
<b>Функциональные устройства СП .....</b>	32
2.1. Объекты регулирования СП .....	32
2.2. Направляющие и опоры ОР .....	37
2.2.1. Направляющие трения скольжения.....	38
2.2.2. Направляющие трения качения .....	41
2.2.3. Комбинированные направляющие качения – скольжения .....	49
2.2.4. Гидростатические направляющие .....	50
2.2.5. Аэростатические направляющие .....	51
2.3. Механические передачи.....	52
2.3.1. Назначение и основные требования к МП.....	52
2.3.2. Передачи типа «винт – гайка» .....	54
2.3.2.1. Передачи типа «винт – гайка» скольжения .....	54
2.3.2.2. Передачи типа «винт – гайка» качения .....	58
2.3.2.3. Гидростатические передачи типа «винт – гайка» .....	61
2.3.3. Гидростатические червячно-реечные передачи .....	63
2.3.4. Роликовая планетарная винтовая передача качения .....	64
2.3.5. Зубчатые передачи .....	65
2.3.6. Зубчато-ременные передачи .....	69
2.3.7. Защитные устройства для направляющих и механических передач.....	72
2.3.8. Соединительные муфты механических передач СП.....	72
2.4. Редукторы.....	75
2.5. Обобщенное математическое описание механических передач СП.....	81
2.5.1. Примеры математического описания МП .....	82
2.5.1.1. Математическое описание зубчато-ремённой МП .....	84
2.5.1.2. Математическое описание зубчатой прямозубой МП .....	85
2.5.2. Расчет коэффициентов передачи МП.....	86
Контрольные вопросы.....	87

## Глава III

<b>Исполнительные двигатели вращательного движения .....</b>	89
3.1. Электрические двигатели .....	89
3.2. Асинхронные исполнительные электродвигатели .....	93
3.2.1. АИД с короткозамкнутыми обмотками ротора.....	94
3.2.1.1. Принцип действия АИД.....	95
3.2.1.2. Механические и регулировочные характеристики АИД .....	98
3.2.1.3. Пуск и торможение АИД.....	102
3.2.2. АИД с короткозамкнутой обмоткой в виде беличьего колеса.....	105
3.2.3. АИД с фазным ротором.....	106
3.2.4. АИД с полым немагнитным ротором.....	107
3.3. Синхронные исполнительные двигатели .....	110
3.3.1. Принцип работы и конструкция синхронного двигателя.....	110
3.3.2. Синхронные двигатели с постоянными магнитами.....	113
3.4. Шаговые (импульсные) двигатели поворотного типа.....	115
3.4.1. Устройство и принцип действия .....	115
3.4.2. Характеристики ШДП .....	121
3.5. Двигатели постоянного тока.....	123
3.5.1. Принцип действия и конструкция .....	123
3.5.2. Способы возбуждения и регулирования ДПТ .....	129
3.5.3. Пуск, реверсирование и торможение ДПТ .....	135
3.6. Пневматические двигатели вращательного движения .....	139
3.6.1. Классификация и общая характеристика.....	139
3.6.2. Полуоборотные и неполнооборотные лопастные ПД .....	139
3.6.3. Пластинчатые ПД .....	144
3.7. Гидравлические двигатели вращательного движения .....	150
3.7.1. Основные понятия и классификация.....	150
3.7.2. Неполнооборотные ГД .....	151
3.7.3. Пластинчатые ГД .....	152
3.7.4. Ролико-лопастные ГД .....	156
3.7.5. Радиально-поршневые ГД .....	159
3.7.6. Роторные аксиально-поршневые ГД .....	162
3.8. Пьезоэлектрические двигатели вращательного движения .....	168
3.8.1. Принцип работы и классификация .....	168
3.8.2. Управление скоростью и реверс ПЭДВ .....	175
3.8.3. Источники питания ПЭДВ .....	177
3.9. Математические модели исполнительных двигателей СП вра- щательного движения .....	179
3.9.1. Моделирование электрических двигателей.....	179
3.9.1.1. Асинхронные исполнительные электродвигатели .....	179
3.9.1.2. Шаговые исполнительные электродвигатели .....	188
3.9.1.2.1. ШД с постоянными магнитами и гибридного исполнения .....	188
3.9.1.2.2. Реактивный шаговый двигатель .....	193
3.9.1.3. Синхронные исполнительные электродвигатели .....	196
3.9.1.3.1. СИД с обмоткой возбуждения.....	196
3.9.1.3.2. СИД с постоянными магнитами .....	200
3.9.1.4. Электродвигатели постоянного тока .....	202
3.9.2. Моделирование пневмо- и гидродвигателей .....	206
3.9.2.1. Двигатели неполнооборотного действия .....	207
3.9.2.2. Пневмо- и гидромоторы.....	217
Контрольные вопросы.....	220

## Глава IV

<b>Исполнительные двигатели поступательного движения</b> .....	223
4.1. Линейные электрические двигатели.....	223
4.1.1. Линейные асинхронные двигатели.....	223
4.1.1.1. Принцип работы и основные параметры .....	223
4.1.1.2. Способы управления асинхронными ЛЭД.....	229
4.1.2. Линейные синхронные двигатели .....	232
4.1.3. Конструктивные исполнения ЛЭД.....	233
4.2. Пневматические двигатели поступательного движения.....	238
4.2.1. Классификация, принцип работы и основные параметры .....	238
4.2.2. Конструктивное исполнение штоковых ПДП .....	240
4.2.3. Конструктивное исполнение бесштоковых ПДП.....	242
4.2.4. Определение динамических характеристик движения ПД двустороннего и одностороннего действия.....	245
4.3. Гидравлические двигатели поступательного движения .....	251
4.3.1. Классификация, принцип работы и основные параметры .....	251
4.3.2. Конструкции штоковых ГДП.....	255
4.3.3. Динамические характеристики гидродвигателей .....	257
4.4. Пьезоэлектрические двигатели поступательного движения .....	260
4.4.1. Классификация и основные характеристики .....	260
4.4.2. Примеры конструктивных решений ПЭДП и области применения.....	265
4.5. Математические модели исполнительных двигателей СП по- ступательного движения .....	268
4.5.1. Моделирование линейных электрических двигателей .....	268
4.5.1.1. Моделирование асинхронного ЛЭД .....	269
4.5.1.2. Моделирование синхронного ЛЭД .....	270
4.5.2. Моделирование ПД поступательного движения .....	272
4.5.3. Моделирование ГД поступательного движения .....	279
Контрольные вопросы.....	282

## Глава V

<b>Серводвигатели</b> .....	284
5.1. Серводвигатели вращательного движения.....	284
5.1.1. Пневматические неполнооборотные СДВ .....	284
5.1.2. Электрические СДВ .....	287
5.2. Серводвигатели поступательного движения.....	295
5.2.1. Пневматические СДП .....	295
5.2.1.1. Штоковые СДП .....	295
5.2.1.2. Бесштоковые СДП .....	303
5.2.2. Гидравлические СДП .....	310
5.2.3. Электрические линейные СД .....	312
5.3. Математическое моделирование СД .....	316
5.3.1. Математическое моделирование датчиков обратной связи .....	317
Контрольные вопросы.....	320

## Глава VI

<b>Сервомодули движения</b> .....	322
6.1. Пневматические сервомодули.....	322
6.2. Гидравлические сервомодули.....	325
6.3. СМД на основе электрических СД и механических передач .....	325
6.3.1. Электромеханические СМД .....	326
6.3.1.1. Сервомодули с винтовыми ПМ .....	326

---

6.3.1.2. Сервомодули с зубчато-ременными передаточными механизмами.....	337
6.3.1.3. Сервомодули с линейными электрическими СД.....	344
6.4. Математическое моделирование сервомодулей движения .....	348
6.4.1. Математическое моделирование гидравлических сервомодулей.....	348
6.4.2. Математическое моделирование пневматических сервомодулей.....	351
6.4.3. Математическое моделирование электромеханических сервомодулей.....	353
Контрольные вопросы.....	358
<b>Библиографический список .....</b>	<b>360</b>



## В В Е Д Е Н И Е

Следящие приводы (СП), представляющие собой системы автоматического регулирования, находят широкое применение в составе современного технологического оборудования, используемого в различных отраслях промышленного производства, что объясняется не только необходимостью автоматизации различных технологических процессов обработки и сборки, но и созданием принципиально новых автоматизированных рабочих машин.

Вопросы проектирования и создания систем автоматического регулирования, отличающихся как особенностью самого объекта регулирования, так и динамическими свойствами системы в целом, освещены в технической литературе достаточно полно. Многообразие этой литературы, зачастую ориентированной либо на весьма широкий диапазон применения следящих приводов, либо на решение задач создания узко специализированных по условиям работы приводов, либо на изложение используемых для этого обобщённых теоретических методов и способов математического описания, усложняет самостоятельную работу студентов, связанную с выполнением курсового и дипломного проектирования СП технологического оборудования для отраслей машино- и приборостроения.

На этом фоне важным этапом проектирования является синтез структурной схемы следящего привода, выбор необходимых элементов и их параметров, оценка динамических свойств системы регулирования и определение необходимости их коррекции, что является одним из наиболее сложных этапов проектирования.

Высокие требования, предъявляемые к динамическим характеристикам СП, обусловливают необходимость учитывать при их проектировании влияние зазоров и упругих деформаций, сухого и вязкого трения в силовой части, непостоянство моментов инерции нагрузки, внешнего возмущения и т.д., что особенно важно для автоматических систем со многими степенями свободы. Теоретические методы, используемые при проектировании следящих приводов, должны характеризоваться наглядностью и способствовать несложному получению ожидаемых результатов. В этом случае они будут иметь как самостоятельное значение, так и успешно дополнять методы расчета, основанные на использовании вычислительной техники.

Поскольку современные системы автоматического регулирования предполагают использование в своем составе различных исполнительных элементов, источников энергии, чувствительных элементов и управляющих электронных устройств с программными средствами, особое значение приобретает задача подготовки инженерных кадров, способных осуществлять разработку таких систем и их сопровождение в производственных условиях.

Структура учебного пособия, включающая в себя шесть глав, посвященных конструкциям и анализу характеристик устройств, широко используемых для создания СП, реализующих заданные параметры движения рабочих органов технологического оборудования в сочетании с представленными в каждой главе прикладными программами, позволяющими моделировать создаваемые системы и происходящие в них процессы и с конкретными решениями, значительно превышающими возможность реального оборудования, способствует повышению эффективности учебного процесса.

Учебное пособие написано в соответствии с учебными планами таких направлений обучения, как 0902 – Инженерная механика, 0909 – Приборы, 0925 – Автоматизация и компьютерно-интегрированные технологии, содержащие учебные дисциплины, непосредственно связанные с вопросами автоматизации промышленного производства.

Авторы выражают глубокую признательность рецензентам, научному редактору и инженеру Абрамовой Е.Н. за помощь, оказанную при подготовке учебного пособия к изданию.

## СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

АИД	— асинхронный исполнительный двигатель;
АЦП	— аналого-цифровой преобразователь;
ГД	— гидравлический двигатель;
ГДВ	— гидравлический двигатель вращательного движения;
ГДП	— гидравлический двигатель поступательного движения;
ГМ	— гидравлический мотор;
ГПС	— гибкая производственная система;
ДОС	— датчик обратной связи;
ДПТ	— двигатель постоянного тока;
ЗРСМД	— зубчато-ременный сервомодуль движения;
ИД	— исполнительный двигатель;
ИУ	— измерительное устройство;
ИЭ	— источник энергии;
ЛЭД	— линейный электрический двигатель;
МДС	— магнитодвижущая сила;
МП	— механическая передача;
ОР	— объект регулирования;
ОС	— обратная связь;
ПД	— пневматический двигатель;
ПДВ	— пневматический двигатель вращательного движения;
ПДГР	— пропорциональный дросселирующий гидораспределитель;
ПДП	— пневматический двигатель поступательного движения;
ПКУ	— параллельное корректирующее устройство;
ПЛК	— перепрограммируемый логический контроллер;
ПН	— преобразователь напряжения;
ПП	— пропорциональный пневмораспределитель;
ППД	— пластиччатый пневмодвигатель;
ПР	— промышленный робот;
ПУ	— преобразующее устройство;
ПЭ	— пьезоэлемент;
ПЭДВ	— пьезоэлектрический двигатель вращательного движения;
ПЭДП	— пьезоэлектрический двигатель поступательного движения;
СД	— серводвигатель;
СДВ	— серводвигатель вращательного движения;
СДП	— серводвигатель поступательного движения;
СИД	— синхронный исполнительный двигатель;
СМД	— сервомодуль движения;
СП	— следящий привод;
УМ	— усилитель мощности;
УП	— усилитель предварительный;
УЭВМ	— управляющая электронно-вычислительная машина;
ЦАП	— цифро-аналоговый преобразователь;
ЦСП	— цифровой следящий привод;
ЧПУ	— числовое программное управление;
ШД	— шаговый двигатель;
ШДЛ	— шаговый двигатель линейного типа;
ШДП	— шаговый двигатель поворотного типа



## Г л а в а I

# Классификация, обобщенные уравнения, структурные схемы и передаточные функции следящих приводов

### 1.1. Классификация следящих приводов

**Следящий привод** (СП) или **сервопривод** промышленного технологического оборудования представляет собой замкнутую активную динамическую систему, управляющую перемещением ее рабочих органов (объектов регулирования) с заданными параметрами движения, обеспечивающими выполнение технологических операций производственных процессов.

Их применение обусловлено необходимостью обеспечения контролируемого движения рабочего органа технологического оборудования и его позиционирования в любом промежуточном положении с требуемой точностью в пределах заданного диапазона перемещения. При этом, объект регулирования (рабочий орган) с той или иной степенью точности воспроизводит приложенное к системе управляющее воздействие.

Данное функциональное свойство СП можно выразить зависимостью

$$y = k_x \cdot x,$$

где  $y$  – перемещение выходного звена привода;  $k_x$  – передаточный коэффициент привода;  $x$  – входное управляющее воздействие.

Следящие приводы (СП) работают в соответствии с установленной в них программой, которая предусматривает обнаружение отклонений регулируемой величины от управляющего воздействия и, в конечном счете, воздействие на объект регулирования (рабочий орган), с целью сведения указанного отклонения к нулю [52].

СП находят широкое применение в современных рабочих машинах (станки с ЧПУ, промышленные технологические роботы, сборочные центры и др.), относящихся к основному технологическому оборудованию, а также в конструкциях различного вспомогательного оборудования (транспортеры, робокары, загрузочные устройства и загрузочные роботы, автоматизированные склады, контрольно-измерительные машины и др.), которые могут иметь в своем составе от одного до нескольких исполнительных устройств на основе СП, осуществляющих пространственное перемещение рабочих органов (инструментов).

Широкий диапазон применения, разнообразие функционального построения и математического описания СП в значительной мере осложняет их классификацию. Трудности определения общего критерия классификации СП неизбежно приводят к образованию «многомерной» классификационной структуры.

Существующее многообразие СП можно классифицировать по основным признакам, связанным с принципами построения и действия, характеру передаваемого сигнала и типу исполнительного двигателя (рисунок 1.1).

Динамические свойства СП и законы изменения управляющих и возмущающих воздействий во многом зависят от назначения объекта регулирования в целом и функций, выполняемых следящей системой [40].

СП промышленного технологического оборудования обладают рядом особыенностей, к которым относятся, прежде всего, простота конструкции, надежность и долговечность в работе, высокая технологическая точность, а также максимальная унификация узлов и деталей.

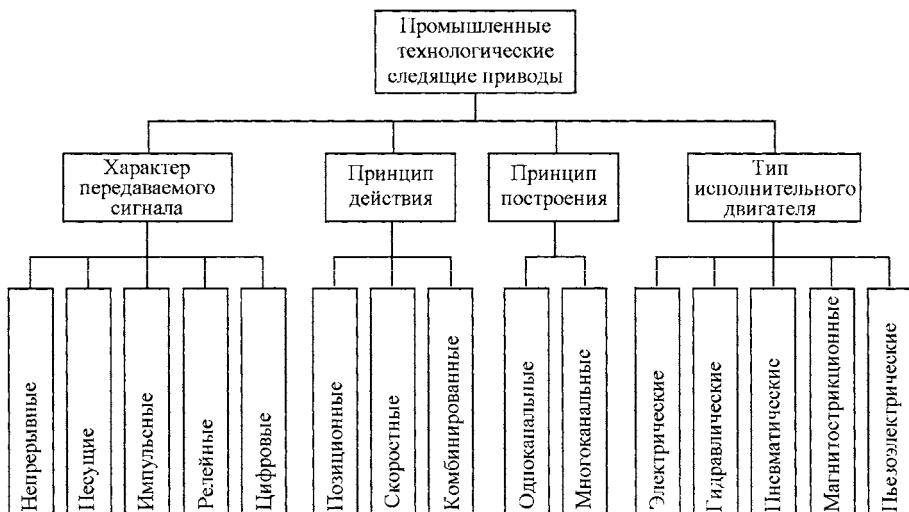


Рисунок 1.1 – Классификация промышленных технологических следящих приводов

Характер проектирования СП существенным образом зависит от их исполнительных элементов, так как их выбор определяет не только элементную базу и конструкцию привода, но и способы и средства стабилизации, необходимые усиительные элементы, методику расчетных операций. По этому признаку СП можно подразделить на электрические, гидравлические, пневматические, магнитострикционные, пьезоэлектрические.

**Электрические СП**, имеющие в настоящее время наибольшее применение, подразделяют на приводы постоянного и переменного тока, а также импульсные (шаговые).

В качестве силовых частей СП переменного тока используются двух- и трехфазные двигатели переменного тока с амплитудным или частотно-токовым управлением, питаемые от трансформаторных или тиристорных преобразователей.

В СП постоянного тока в качестве исполнительных устройств применяют двигатели постоянного тока с независимым и последовательным возбуждением, питаемые от генераторов, электромашинных, магнитных, тиристорных или транзисторных усилителей.

В шаговых СП наиболее широко применяются трехфазные и четырехфазные шаговые двигатели (ШД), которые по характеру перемещения выходного звена делятся на поворотные и линейные, постоянного и переменного тока.

**Гидравлические СП** по принципу регулирования делят на дроссельные и объемные. В дроссельных регулируемый параметр изменяется путем перекрытия проходных отверстий в гидрораспределителях с помощью запорно-регулирующих элементов (золотников, шаровых кранов, конических клапанов). В режимах объемного регулирования изменение скорости выходного звена СП осуществляется посредством изменения объема жидкости, проходящей через насос переменной производительности.

По виду исполнительных устройств гидравлические СП делятся на приводы поступательного движения на основе гидроцилиндров и вращательного движения на основе радиально-поршневых или лопастных двигателей.

В **пневматических СП** в качестве исполнительных устройств применяются пневмоцилиндры, роторные поршневые двигатели и двигатели с поворотной лопастью. Для управления СП используются специальные пневмоусилители со струйными трубками, управляемыми поворотными или втяжными электромагни-

тами; с мембранными; с золотниковыми распределителями поступательного действия; с поворотными вентильными клапанами.

**Магнитострикционные и пьезоэлектрические** СП применяются в прецизионной технике, когда требуется осуществлять перемещение выходного звена (рабочего органа) в пределах  $10^{-6} \dots 10^{-9}$  м, т.е. в микро- и нанотехнологических процессах.

Исполнительные двигатели таких СП основаны на использовании магнитострикционных и пьезоэлектрических преобразователей. В соответствии с теорией магнитострикции входным параметром магнитострикционного преобразователя, преобразующего электромагнитную энергию в механическую, является напряжённость магнитного поля, а выходным – относительная деформация (относительное удлинение или укорочение) магнитострикционного стержня, выполненного из никеля, пермандюра, феррита и др. [18].

Для создания пьезоэлектрических преобразователей широко применяются пьезокерамические элементы, выполненные из ЦТС-керамики ( $\text{Pb}(\text{Zr}_{0,35}\text{Ti}_{0,45})\text{O}_3$ ) (цирконат-титанат-свинца), керамики титаната бария ( $\text{BaTiO}_3$ ) и др. Деформация пьезокерамики линейно зависит от напряжённости постоянного электрического поля, создаваемого постоянным напряжением, подводимым к электродам.

На основе пьезокерамики создаются вибропреобразователи, являющиеся основным активным элементом вибродвигателей [6], амплитуда колебаний выходного элемента которых зависит от напряжённости *переменного* электрического поля.

По принципу действия СП можно подразделить на три основных типа: позиционные, скоростные и комбинированные [40].

**Позиционные СП** предназначены для передачи на расстояние угла поворота задающего вала (системы дистанционного управления) или для отработки выходным валом привода непрерывно меняющегося входного напряжения. Их достоинством являются значительные усиления механической мощности при отсутствии реакции на задающее устройство, малые значения статической и динамической ошибок, высокая надежность и др.

**Скоростные СП** основаны на использовании сигналов ошибок для управления частотой вращения выходного вала и могут применяться в качестве интеграторов вычислительных устройств.

Скоростные (интегрирующие) СП нашли широкое применение в технологическом оборудовании, призванным обеспечить:

- постоянство линейной скорости движения протягиваемых лент, кабелей, проводов, скатываемых в рулоны или бухты;
- постоянство угловой скорости вращения барабанов и поворотных столов;
- синхронность вращения валов рабочих органов, размещенных на значительном расстоянии друг от друга;
- программное управление частотой вращения барабанов, поворотных столов и других подобных рабочих органов;
- управление скоростью захватных органов технологических промышленных роботов и других манипуляционных механизмов.

**Комбинированные СП** представляют собой либо сочетание систем замкнутого и разомкнутого циклов, либо сочетание позиционной и скоростной систем, работающих на один выходной элемент рабочего органа технологического оборудования.

При этом достигается получение высокого быстродействия и точности траекторий перемещения при сохранении принципа позиционности. Комбинированные СП, построенные по принципу сочетания замкнутой и разомкнутой систем, также имеют высокое быстродействие.

По принципу построения СП можно подразделить на **одноканальные** и **многоканальные** (в частном случае двухканальные).

Существующие **одноканальные** сельсинные, потенциометрические и другие синхронно-следящие приводы часто не удовлетворяют требованиям точности высокого порядка. Для повышения точности применяется метод точного и грубого отсчетов с механическим редуктором, т.е. **двухканальный** синхронно-следящий привод. Повышение точности может быть достигнуто путем применения датчиков с электрической редукцией.

Все многообразие СП, независимо от их принципов действия и построения, в зависимости от характера сигналов, передаваемых от одного элемента СП к другому, можно разделить на пять основных групп:

– **непрерывные**, в которых сигналы на входе и на выходе всех элементов привода представляют непрерывную функцию;

– **несущие**, в которых сигнал на выходе одного из элементов привода изменяется с некоторой несущей частотой, модулированной входным сигналом;

– **импульсные** (или с квантованием по времени), в которых сигнал на выходе по крайней мере одного из элементов привода представляет собой последовательность импульсов, амплитуда, длительность или частота повторения которых зависят от сигнала на входе этого элемента в отдельные (дискретные) моменты времени;

– **релейные** (или с квантованием по уровню), в которых сигнал на выходе по крайней мере одного из элементов привода изменяется скачком всякий раз, когда сигнал на входе проходит через некоторые фиксированные значения, называемые пороговыми;

– **релейно-импульсные или кодово-импульсные**, в которых происходит квантование сигнала, как по времени, так и по уровню; к кодово-импульсным относятся приводы, содержащие цифровые вычислительные машины или перепрограммируемые контролеры, и поэтому они получили название **цифровых следящих приводов (ЦСП)**.

Все следящие приводы в зависимости от идеализации, принятой при их математическом описании, можно разделить на **линейные** и **нелинейные**. Строго говоря, всякий СП представляет собой нелинейную систему, содержащую как переменные, так и распределенные параметры.

Так как требования, предъявляемые к поведению СП в динамике, зависят от их назначения, принципа действия, характера внешних воздействий, конкретных условий и т.д., то они могут быть самыми различными, однако их можно свести к четырем категориям: требования к **запасу устойчивости** СП как системы; требования к величине ошибок в установившемся состоянии или к **статической точности**; требования к поведению системы в **переходном процессе** (эти требования обычно называются условиями качества); требования к **динамической точности** системы, т.е. к величине ошибок при наличии непрерывно изменяющихся воздействий.

Создание СП, удовлетворяющих этим требованиям, является задачей динамического синтеза СП.

## 1.2. Обобщенная структурная схема следящего привода

При анализе сложных СП особое значение приобретают их структурные схемы, показывающие точки приложения воздействий и возможные пути распространения сигналов, осуществляющих взаимодействие между элементами привода.

СП в зависимости от числа главных и местных обратных связей (ОС) подразделяются на **одноконтурные** и **многоконтурные**. Структурные схемы многоконтурных СП путем эквивалентных преобразований могут быть сведены к приведенным одноконтурным.

СП имеет в своем составе ряд основных, характерных для любых приводов, устройств (рисунок 1.2) [52]. В **измерительном (чувствительном) устройстве (ИУ)** проводится сравнение текущего значения регулируемой величины (например, угла поворота захвата промышленного робота, являющегося объектом регулирования) с управляющим воздействием и на основе этого сравнения формируется сигнал ошибки – первичный сигнал управления. В ИУ информация о текущем значении регулируемой величины поступает по каналу **главной обратной связи**.

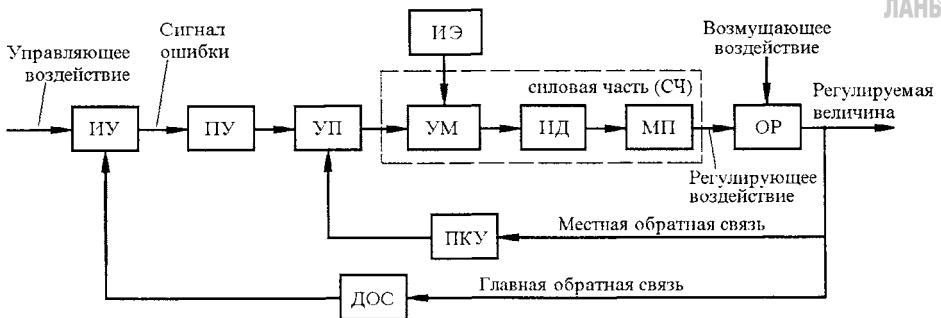


Рисунок 1.2 – Обобщённая структурная схема СП промышленного технологического оборудования

Схемы ИУ весьма разнообразны. Широкое применение получили ИУ с использованием сельсинов, синусно-косинусных вращающихся трансформаторов и потенциометров. В дискретных СП сигнал ошибки часто формируется в ЭВМ. В этом случае информация о текущем значении регулируемой величины поступает в ЭВМ или перепрограммируемый логический контроллер с цифрового датчика обратной связи (ДОС) (оптико-механического, индукционного и т.п.) главной обратной связи.

**Преобразующее устройство (ПУ)** следящего привода служит для преобразования сигнала ошибки к виду, удобному для дальнейшего использования. В нём, например, может быть осуществлено преобразование сигнала ошибки переменного тока в сигнал ошибки постоянного тока, если последующие устройства СП работают на постоянном токе. В дискретных СП сигнал ошибки поступает с выхода ЭВМ (ПЭВМ) или перепрограммируемого логического контроллера (ПЛК) в цифровом виде. ПУ в этом случае преобразует указанный сигнал в соответствующее напряжение постоянного или переменного тока. В ПУ сигнал ошибки подвергается и дальнейшей обработке, связанной с обеспечением нормального функционирования СП: в этом сигнале уменьшается уровень помех; для придания СП желаемых динамических свойств формируются составляющие, пропорциональные производным или интегралам от ошибок. Последние операции производятся в последовательном корректирующем устройстве, входящем в состав ПУ.

**Предварительный усилитель (УП)** предназначен для усиления по напряжению и мощности сигнала, поступающего с преобразующего устройства, до значений, достаточных для управления **усилителем мощности (УМ)**. В этом усилителе производится также сложение названного сигнала с сигналом, поступающим от **параллельного корректирующего устройства (ПКУ)**.

УП выполняется на полупроводниковых элементах. Как правило, он конструктивно объединен с ПУ.

Регулирующее воздействие (например, в виде вращающего момента), непосредственно прикладываемое к **объекту регулирования (ОР)**, создается с помощью **силовой части (СЧ)** следящего привода, которая состоит из УМ,

**исполнительного двигателя (ИД) и механической передачи (МП),** в качестве которой могут использоваться различные рычажные системы, редукторы, винтовые пары и т.п.

УМ предназначен для управления потоком энергии, поступающим от **источника энергии (ИЭ)**. Управляющим сигналом для него служит сигнал с предварительного усилителя. При этом мощность, развиваемая на выходе УМ, во много раз (в сотни и тысячи) превышает мощность управляющего сигнала. В схемах СП находят применение электромашинные, магнитные, электрогидравлические и электропневматические усилители мощности, а также усилители мощности, построенные на полупроводниковых приборах (тиристорах, транзисторах). Последние выполняются как усилители напряжения и как усилители тока. В качестве усилителей мощности используются, кроме того, гидронасосы и компрессоры.

ИД получает сигнал от УМ и с помощью МП, например, редуктора (в ряде случаев редуктор в СП не применяется), перемещает ОР (каретки, суппорты, стойлы станков; манипуляторы роботов, робокаров, роботов-штабелёров и др.), кинематически связанного с инструментом для формообразования объекта производства (резцы, фрезы, сверла, пuhanсоны и др.) или элементами запорно-распределительных устройств (заслонки, плунжеры, толкатели и др.).

Перемещение исполнительным двигателем объектов регулирования происходит в направлении уменьшения ошибки СП. Если ошибка СП равна нулю, то значение регулируемой величины совпадает со значением управляющего воздействия.

Кроме управляющего воздействия к СП всегда приложены возмущающие воздействия, вызывающие отклонения регулируемой величины от требуемого значения. Основное влияние на работу СП оказывают, как правило, **внешние воздействия** на ОР или инструмент в виде изменения температуры, давления, припуска на обработку, моментов от сил неуравновешенности и др. Однако в СП существуют и **внутренние возмущения** в виде случайных помех, содержащихся в сигналах (коллекторная пульсация электрических машин, фон выпрямителей, кинематические погрешности механических передач, остаточная намагниченность элементов, температурная деформация и др.).

Схема СП, приведенная на рисунке 1.2, может быть существенно усложнена, если в СП ввести устройства, позволяющие осуществлять контролируемые изменения свойств СП в зависимости от условий его работы. Подобные приспособления (адаптивные) СП можно построить таким образом, что они могут производить самоанализ успешности контролируемых изменений своих свойств, т.е. становятся **самонастраивающимися**.

Одна из основных задач, которую приходится решать конструктору при создании СП, – анализ динамики и синтез СП с требуемыми показателями качества (точность, запас устойчивости и др.), для чего необходимо располагать уравнениями основных элементов СП, и прежде всего уравнением его силовой части, которые во многих случаях могут быть описаны линеаризованными дифференциальными уравнениями довольно высокого порядка.

Анализ и синтез СП усложняется из-за необходимости учета упругих и тепловых деформаций, люфтов в механических передачах, учета ряда других нелинейностей (ограничение зоны линейности предварительного усилителя, ограничение момента или усилия, развиваемых исполнительными двигателями, наличие сухого трения в направляющих и подшипниках и др.), учета дискретного характера управления при использовании в составе приводов ЭВМ и другие факторы.

### 1.3. Структурные схемы цифровых СП

Современные тенденции развития промышленного автоматизированного производства привели к использованию технологического оборудования на основе агрегатно-модульной (блочно-модульной) компоновки, что в частности воплощается в концепции развития механотронных систем на базе цифровых следящих приводов (ЦСП) и управляющих ЭВМ [42].

В гибких производственных системах (ГПС) использование многообразных программируемых электронных устройств (от программируемых контроллеров до промышленных персональных компьютеров), управляющих цифровыми следящими приводами (сервоприводами), обеспечивает создание так называемых «электронно-настраиваемых систем», за счет которых ГПС способна выполнить собственную настройку для перехода на выпуск новой продукции. Такого рода перестройки, при наличии соответствующего программного обеспечения, могут производиться практически мгновенно. Управляемые микроконтроллерами ЦСП, объединенные в единую систему, могут быть выполнены в виде независимых автономных **механотронных модулей**.

Задачей механотронных систем является преобразование входной информации, поступающей с верхнего уровня управления, в целенаправленное механическое движение с управлением на основе принципа обратной связи.

В идеальном для пользователей варианте, механотронный модуль, получив на вход информацию о цели управления, будет выполнять с желаемыми показателями качества и точности заданное функциональное движение. Отсюда следует, что рабочие машины, созданные на базе таких модулей, по существу приобретают качество **самонастраивающихся машин**. В зависимости от количества ЭВМ и характера взаимодействия аппаратуры ЦСП с ЭВМ верхнего уровня управления различают структуры ЦСП с **централизованным и децентрализованным управлением**.

#### 1.3.1. Однокоординатный цифровой СП

СП, построенные на основе управляющих ЭВМ, трансформируются в **цифровые следящие приводы** (ЦСП), состоящие из двух основных частей: **цифровой и непрерывной (аналоговой)** (рисунок 1.3) [52].

Входящая в состав ЦСП **управляющая ЭВМ** (УЭВМ) является основным элементом цифровой части СП. Она предназначена для преобразования информации о желаемом и текущем состояниях объекта регулирования в регулирующее воздействие, подаваемое на непрерывную часть и обеспечивающее достижение цели управления. УЭВМ служит для непосредственного управления в реальном времени аналоговыми исполнительными устройствами ЦСП, например, усилителем мощности (рисунок 1.2).

УЭВМ представляет собой дискретно действующее устройство и реализует некоторую систему алгоритмов цифрового управления. Они характеризуют требуемое преобразование информации в результате выполнения арифметических и логических операций с числами, с помощью которых кодируются данные о переменных состояния и воздействиях, приложенных к элементам ЦСП. Благодаря этому, функции управления, которые в аналоговом СП обеспечиваются с помощью непрерывных корректирующих устройств, воспроизводятся в ЦСП программно.

Реализация алгоритмов управления обеспечивается двумя взаимосвязанными компонентами – аппаратурным и программным обеспечением УЭВМ.

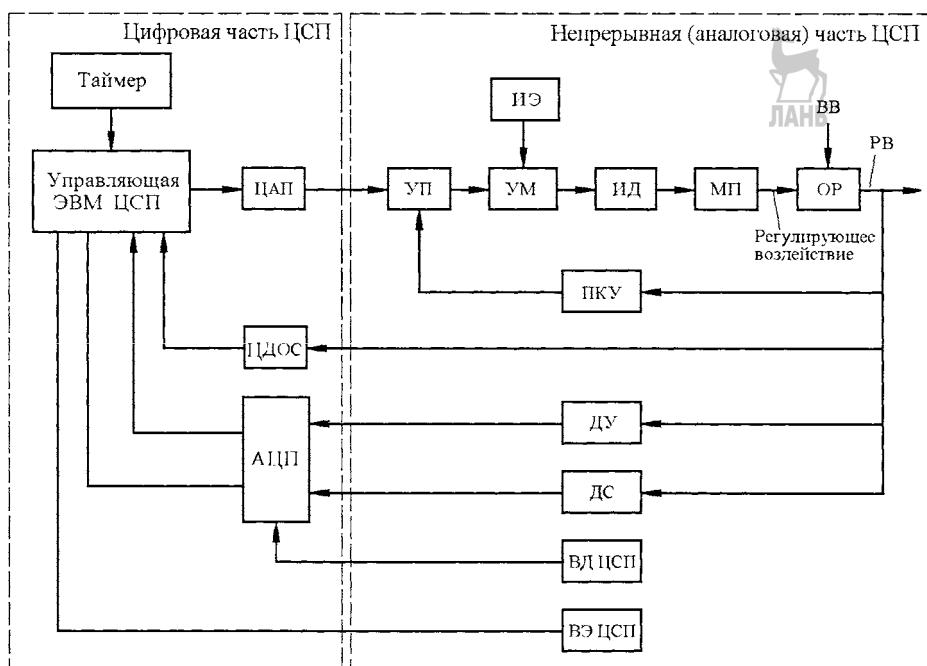


Рисунок 1.3 – Структура однокоординатного ЦСП:

ЦАП – цифро-аналоговый преобразователь; ПДОС – цифровой датчик обратной связи; АЦП – аналогово-цифровой преобразователь; ДУ – датчик ускорения; ДС – датчик скорости; ВД ЦСП – вспомогательные датчики ЦСП; ВЭ ЦСП – вспомогательные элементы ЦСП; УП – предварительный усилитель; УМ – усилитель мощности; ИЭ – источник энергии; ИД – исполнительный двигатель; МП – механическая передача; ОР – объект регулировки, ВВ – возмущающее воздействие; РВ – регулируемая величина; ПКУ – параллельное корректирующее устройство

Существенно важным элементом является **таймер**, необходимый для синхронизации во времени всех процессов, происходящих в ЦСП, и реализации цифрового управления в реальном времени.

Использование УЭВМ в составе ЦСП дает ряд преимуществ по сравнению с применением аналоговых средств регулирования. Цифровая система управления приводом обладает значительной функциональной гибкостью. УЭВМ позволяет получить ЦСП как многофункциональное устройство, способное работать в нескольких режимах. Переключение режимов и изменение структуры и значений параметров программно реализуемых корректирующих устройств может осуществляться в широких пределах при неизменном составе аппаратных средств ЦСП. Это обеспечивает экономию времени и средств при проектировании, наладке, испытаниях и модернизации ЦСП.

Для ЦСП характерно использование многоразрядных цифровых ДОС, обладающих высокой разрешающей способностью. Обусловленная этим высокая точность измерения линейных и угловых координат, а также высокая точность вычислений, способность эффективно перерабатывать информацию, получаемую от цифровых и аналоговых датчиков, в сочетании с отсутствием влияния помех на формирование регулирующего воздействия и дрейфа, характерного для аналоговых устройств, позволяет отнести ЦСП к разряду высокоточных систем регулирования.

В ЦСП имеется возможность логического анализа процессов их функционирования и программного переключения структуры средств регулирования с целью улучшения динамических свойств привода с учетом особенностей того или иного режима работы.

Миниатюрность современных микроконтроллеров, чьи размеры и масса значительно меньше тех же параметров управляющих аналоговых устройств, позволяет создавать механотронные модули движения, легко встраиваемые в технологическое оборудование, используемое в производстве.

**Непрерывная или аналоговая часть ЦСП** (рисунок 1.2) состоит из основных и вспомогательных элементов. Основными элементами являются: предварительный усилитель (УП) с последовательным корректирующим устройством (ПКУ), усилитель мощности (УМ), исполнительный двигатель (ИД), механическая передача (МП), объект регулирования (ОР) и аналоговые датчики сигналов обратных связей по положению ОР, скорости и ускорения вала ИД.

К вспомогательным элементам, с которыми взаимодействует УЭВМ, могут относиться датчик температуры обмоток ИД, электромеханический тормоз, реле включения и отключения питания, реле динамического торможения, внешние переключатели, используемые для задания режима работы ЦСП при его наладке, светодиодные дисплеи, на которые выводится оперативная информация о состоянии аппаратуры ЦСП.

Поскольку ЦСП представляет собой динамическую систему, образованную взаимодействующими друг с другом цифровыми и аналоговыми элементами, большое значение имеет организация сопряжения УЭВМ с непрерывной частью ЦСП. Такое сопряжение осуществляется с помощью аналого-цифровых преобразователей (АЦП) и цифро-аналоговых преобразователей (ЦАП).

Для ввода в УЭВМ непрерывных сигналов (напряжение, ток) используются АЦП, как правило, многоканальные, а для вывода дискретных сигналов управления на непрерывные исполнительные элементы – ЦАП.

В случае использования в ЦСП аналогового датчика главной обратной связи он подключается с УЭВМ также через АЦП.

Их выходные дискретные сигналы могут непосредственно вводиться в УЭВМ и эффективно ею обрабатываться.

Из-за недостаточного быстродействия УЭВМ дискретные датчики часто нуждаются в специальных устройствах предварительной обработки их сигналов для аппаратного подсчета импульсов и определения кода положения.



### 1.3.2. Многокоординатный цифровой СП с централизованным управлением

При проектировании технологического оборудования разработчики сталкиваются как с задачами создания ЦСП для однокоординатных объектов регулирования, так и задачами создания комплекса ЦСП для многокоординатных объектов регулирования.

ЦСП для однокоординатного ОР может иметь единственную УЭВМ, а его структура будет соответствовать изображенной на рисунке 1.3. Однако многие ОР являются **многокоординатными** и управляются несколькими ЦСП, поэтому структура комплекса ЦСП оказывается более сложной, включающей несколько УЭВМ.

В системах с централизованным управлением функции управления всеми ЦСП комплекса, например, станка с ЧПУ с тремя координатами одновременного

перемещения исполнительных органов (столов и инструментальной бабки) для объемного фрезерования объекта производства (3D-технологии).

В системах с централизованным управлением функции управления всеми ЦСП комплекса, в том числе вычисления рассогласований и формирования сигналов, подаваемых на усилители мощности, обеспечивает единая УЭВМ (рисунок 1.4) [52]. Она соединена со всеми ДОС через многоканальные АЦП и с исполнительными элементами всех ЦСП с помощью соответствующего количества ЦАП. Таким образом, рассматриваемая УЭВМ, включенная в контуры управления всех ЦСП комплекса, при решении задачи координации движений ОР является УЭВМ верхнего уровня управления и работает в режиме разделения времени, по очереди обслуживая отдельные ЦСП.

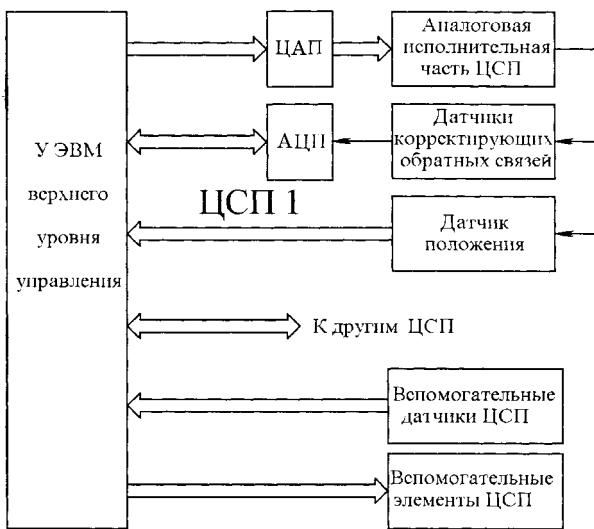


Рисунок 1.4 – Структура многокоординатного ЦСП с централизованным управлением

### 1.3.3. Многокоординатный ЦСП с децентрализованным управлением

При децентрализованном управлении ЦСП (рисунок 1.5) [52] система имеет несколько УЭВМ и иерархическую структуру. Каждый ЦСП содержит в контуре управления локальную УЭВМ (контроллер), осуществляющую прием управляющего воздействия от УЭВМ верхнего уровня, вычисления рассогласования, формирование сигнала управления усилителем мощности и другие операции. Локальные УЭВМ (контроллеры) передают к УЭВМ верхнего уровня информацию о состоянии ОР, необходимую для согласованного управления ЦСП комплекса.

Локальные УЭВМ являются, как правило, однокристальными микро-ЭВМ, содержат все необходимые вычислительные и интерфейсные компоненты, и их принято называть **контроллерами**. Также они имеют в своем составе арифметико-логическое устройство, оперативную и постоянную память, блок регистров общего назначения и специальных функций, внутреннее устройство управления, порты ввода и вывода, объединенные внутренней шиной, и ряд других компонентов.

При централизованном управлении одна УЭВМ выполняет функции управления всеми ЦСП комплекса, поэтому вычислительная нагрузка на нее значительно выше, чем на локальную УЭВМ, предназначенную для управления одним ЦСП. Это приводит к снижению максимальной реализуемой частоты квантования по

времени и может потребовать упрощения алгоритмов ради обеспечения процессов регулирования в реальном времени.

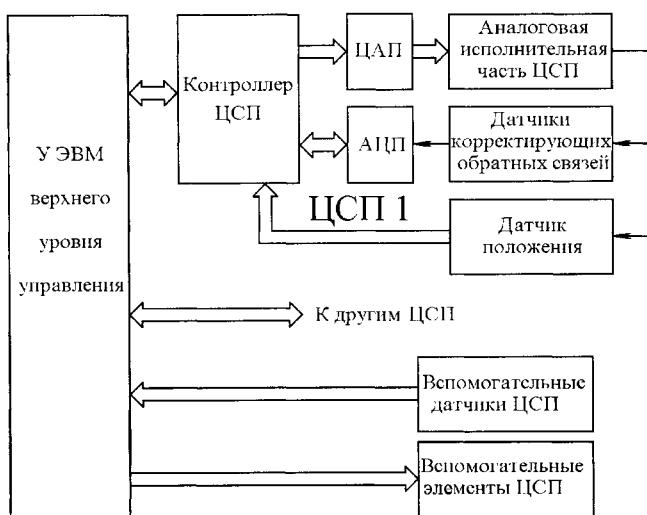


Рисунок 1.5 – Структура многокоординатного ЦСП с децентрализованным управлением

Реализация принципа децентрализованного управления обеспечивает распараллеливание вычислений и за счет этого позволяет повысить частоту квантования или усложнить при необходимости алгоритмы, что положительно влияет на качество каждого ЦСП и всей системы управления движением многокоординатного объекта регулирования.

С ростом числа управляющих компьютеров в системе возрастает ее совокупная стоимость, усложняется организация процесса обмена данными и снижается надежность из-за увеличения количества связей между элементами системы.

Для управления сложным многокоординатным динамическим объектом обычно требуется учитывать в одном алгоритме информацию обо всех его координатах. В этом случае использование единой УЭВМ, дающей большую гибкость программного управления, является предпочтительным, хотя требования к ее производительности могут оказаться чрезвычайно высокими.

#### 1.3.4. Многокоординатный ЦСП с комбинированным управлением

Компромиссными вариантами структур системы управления ЦСП, обладающими приемлемым сочетанием надежности, стоимости и производительности, могут служить структуры с комбинацией принципов централизованного и децентрализованного управления (рисунок 1.6) [52].

В этом случае УЭВМ верхнего уровня управления решает только задачи формирования управляющих воздействий в соответствии с концепцией децентрализованного управления и связана с высокопроизводительными контроллерами группы ЦСП, обслуживающими по несколько ЦСП. Как правило, контроллер группы ЦСП взаимодействует с несколькими локальными контроллерами, каждый из которых входит в состав соответствующего ЦСП и может содержать, в свою очередь, один или несколько процессоров. Таким образом, имеет место каскадное включение управляющих цифровых устройств.

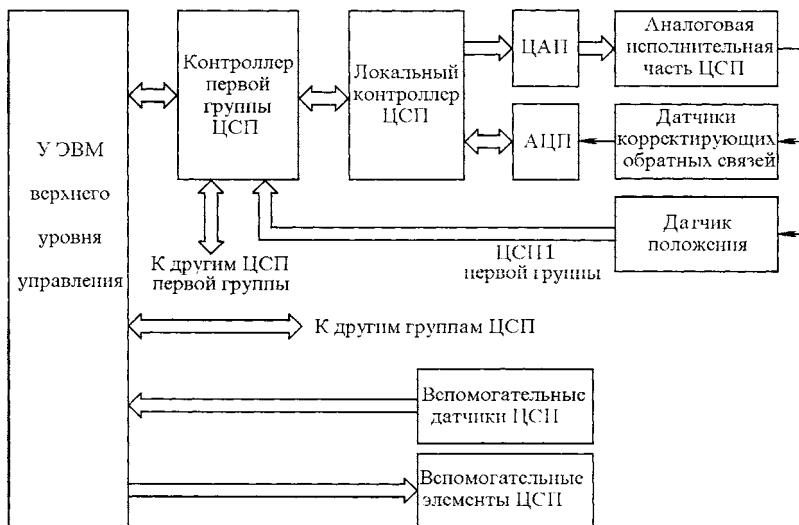


Рисунок 1.6 – Структура многокоординатного ЦСП с комбинированным управлением

Датчики главных обратных связей обычно подключаются к контроллерам групп, реализующим функции регулирования положения ОР для всех связанных с ним ЦСП и обеспечивающим по отношению к ним централизованное управление. Осуществить управление несколькими ЦСП от одного контроллера позволяет высокая производительность современных цифровых сигнальных процессоров.

### 1.3.5. Многокоординатный ЦСП с распараллеленной системой управления

Уменьшение периода дискретности в ЦСП при выполнении необходимого объема вычислительно-логических операций возможно также за счет применения многопроцессорного контроллера ЦСП и распараллеливания процессов управления. При этом осуществляется функциональная специализация процессоров.

На рисунке 1.7 [52] представлена структура ЦСП, содержащая три взаимодействующие друг с другом микро-ЭВМ, которые образуют три контура обратных связей: по положению, скорости и ускорению. Каждая из микро-ЭВМ реализует соответствующий алгоритм управления, причем, как показывает практика, эти алгоритмы оказываются примерно одинаковыми по затратам времени и памяти. В результате нагрузка на одну ЭВМ уменьшается, и это позволяет увеличить частоту квантования. Помимо этого могут использоваться отдельные микроконтроллеры для формирования управляющего и компенсирующего воздействий, организации взаимодействия со вспомогательными элементами и устройствами ЦСП, а также для контроля и предварительной обработки сигналов датчиков положения. Таким образом, общее количество процессоров в ЦСП может быть значительным. Синхронизация процессов во всех изображенных на рисунке 1.7 компьютерах осуществляется с помощью одного и того же таймера.

Преимущество рассмотренного варианта структуры состоит в возможности применения дешевых микро-ЭВМ относительно небольшой производительности.

Недостатком является усложнение аппаратуры контроллеров привода и снижение надежности из-за возрастания количества элементов и внешних соединений.

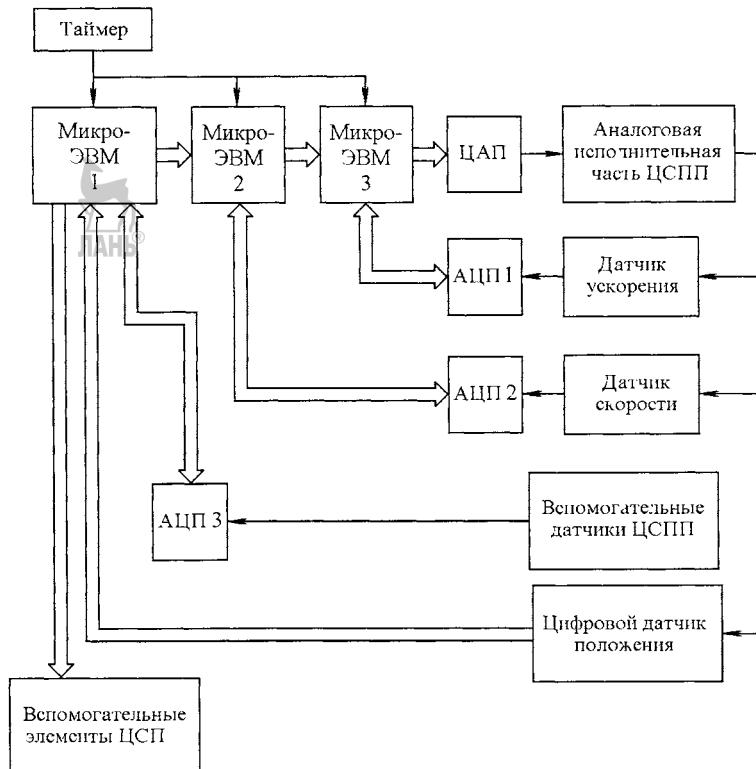


Рисунок 1.7 – Структура многокоординатного ЦСП с распараллеленной системой управления

## **1.4. Обобщенные линеаризованные уравнения силовой части СП с ИД вращательного движения**

На практике наиболее часто используются два способа управления исполнительным двигателем (ИД) силовой части СП: управление скоростью вращения выходного вала ИД (первый тип силовой части) и управление моментом, развивающимся на валу ИД (второй тип силовой части).

В качестве ИД с вращательным движением выходного вала используются синхронные, асинхронные и шаговые электродвигатели, гидравлические и пневматические моторы с неограниченным вращательным движением выходного вала, а также неполнооборотные (поворотные) гидро- и пневмодвигатели.

#### **1.4.1. Управление угловой скоростью ИД**

Для анализа и синтеза СП необходимо располагать зависимостью между угловой скоростью  $\Omega_d$  вала ИД и воздействиями, приложенными к силовой части СП [52]. Этими воздействиями является сигнал  $g_y$ , поступающий на вход усилителя (преобразователя) мощности (УМ), и момент нагрузки  $M_{n,d}$  на валу ИД.

Статические характеристики УМ и ИД, как правило, нелинейны, поэтому указанная зависимость имеет **нелинейный характер**. Однако во многих случаях нелинейность статических характеристик такова, что при малых отклонениях от положения равновесия эта зависимость может быть линеаризована.

Если статические характеристики отдельных элементов являются существенно нелинейными, оказывается удобным представлять нелинейную систему в виде последовательного соединения линеаризованной части с нелинейным элементом.

Силовая (неизменяемая) часть СП (рисунок 1.2) состоит из усилителя (преобразователя) мощность (УМ), ИД и механической передачи (МП). Полагая, что механическая передача является абсолютно жесткой, не имеет люфтов, и пренебрегая потерями в передаче на трение, линеаризованные дифференциальные уравнения, описывающие процессы в силовой части СП, имеют следующий вид:

$$\frac{k_{\Omega}}{k_{y,M}} A_{\Omega}(p) \Omega_{\partial,x}(t) = g_y(t); \quad (1.1)$$

$$k_{\partial} B_M(p) M_{\partial}(t) = \Omega_{\partial,x}(t) - \Omega_{\partial}(t); \quad (1.2)$$

$$J_{\partial} p \Omega_{\partial}(t) = M_{\partial}(t) - M_{h,\partial}(t); \quad (1.3)$$

$$\Omega_{\partial}(t) = \Omega(t) \cdot i; \quad (1.4)$$

$$M_h(t) = M_{h,\partial}(t) \cdot i, \quad (1.5)$$

где  $\Omega_{\partial,x}(t)$  – координата, имеющая размерность скорости и зависящая от входного воздействия  $g_y(t)$  (эта координата при отсутствии момента нагрузки на валу ИД со стороны объекта регулирования ( $M_{h,\partial}(t) = 0$ ) и при моменте инерции ротора ИД  $J_{\partial} = 0$  совпадает со скоростью ИД; в установившемся режиме, при  $J_{\partial} = 0$  и  $M_{h,\partial}(t) = 0$  координата  $\Omega_{\partial,x}(t)$  представляет собой скорость холостого хода ИД;  $p$  – оператор дифференцирования;  $A_{\Omega}(p)$ ,  $B_M(p)$  – линейные операторы (операторные многочлены), причем  $A_{\Omega}(0) = 1$ ;  $k_{y,M}$  – коэффициент усиления УМ;  $k_{\Omega}$ ,  $k_{\partial}$  – коэффициенты пропорциональности;  $M_{\partial}(t)$  – момент, развиваемый ИД;  $J_{\partial}$  – момент инерции ротора ИД;  $i$  – передаточное число МП ( $i > 1$ );  $\Omega(t)$  – скорость вала ИД, приведенная к валу объекта регулирования (при отсутствии в МП люфтов и упругих деформаций эта скорость совпадает со скоростью ОР);  $M_h(t)$  – момент нагрузки на валу ИД.

Под моментом нагрузки  $M_h$  понимается момент, равный сумме динамического момента  $M_{\text{дин}}$ , обусловленного инерционностью механической передачи (без учета момента инерции ротора ИД) и объекта регулирования, внутренних моментов сопротивления  $M_c$  (моменты от сил трения, шарнирный момент) и внешних возмущающих моментов  $M_e$  (момент резания, момент неуравновешенности и др.), т.е.

$$M_h(t) = M_{\text{дин}}(t) + M_c(t) + M_e(t). \quad (1.6)$$

Уравнение (1.1) выражает ту физическую особенность, что, во-первых, УМ управляет скоростью ИД и, во-вторых, даже при отсутствии нагрузки на валу  $M_{h,\partial}(t) = 0$  и при  $J_{\partial} = 0$  скорость ИД изменялась бы не мгновенно после изменения  $g_y(t)$ , а с некоторым запаздыванием вследствие инерционности усилителя мощности; оперативный многочлен  $A_{\Omega}(p)$  характеризует указанное запаздывание.

Физический смысл уравнения (1.2) заключается в том, что с увеличением скорости  $\Omega_{\partial}(t)$  момент, развиваемый ИД, уменьшается и изменение этого момента не следует мгновенно за изменением скорости, а происходит с некоторым запаздыванием ввиду наличия инерционных звеньев в цепи УМ – ИД (например, вследствие индуктивности в цепи генератор – электродвигатель).

Равенство (1.3) является уравнением моментов на валу ИД.

Для большинства СП, например для СП, в которых в качестве ИД используется двигатель постоянного тока, операторный многочлен  $B_M(p)$  имеет следующий вид:

$$B_M(p) = T_M \cdot p + 1, \quad (1.7)$$

где  $T_M$  – постоянная времени нарастания момента в заторможенном ИД (при  $\Omega_\delta = 0$ ) и единичном скачке входной величины  $g_y(t)$ , при условно принятом  $A_\Omega(p) = 1$ .

Из (1.1), (1.2) следует, что при указанных условиях



$$(T_M \cdot p + 1) M_\delta(t) = \frac{k_{y,M}}{k_\Omega k_\delta} g_y(t). \quad (1.8)$$

Решение (1.8) при  $g_y(t) = l(t)$  характеризует экспоненциальный процесс нарастания  $M_\delta(t)$  с постоянной времени  $T_M$ .

Усилитель мощности (УМ) может управляемся от предварительного усилителя (УП) или управляющего устройства, которое в ряде случаев представляет собой самостоятельный СП. При этом уравнение УП, входящего в состав неизменяемой части управляющего устройства, может быть записано в виде:

$$A_y(p) \cdot g_y(t) = k_y u_\Sigma(t), \quad (1.9)$$

где  $k_y$  – коэффициент усиления УП (управляющего устройства);

$u_\Sigma(t)$  – сигнал на выходе УП (управляющего устройства);

$A_y(p)$  – собственный оператор УП.

На рисунке 1.8, а приведена структурная схема силовой части СП, соответствующая уравнениям (1.1) – (1.5), (1.9), если не учитывать ОС, изображенную пунктирной линией. Если управляющее устройство представляет собой самостоятельный СП, то структурная схема неизменяемой части этого СП будет иметь вид, аналогичный изображенному на рисунке 1.8, а.

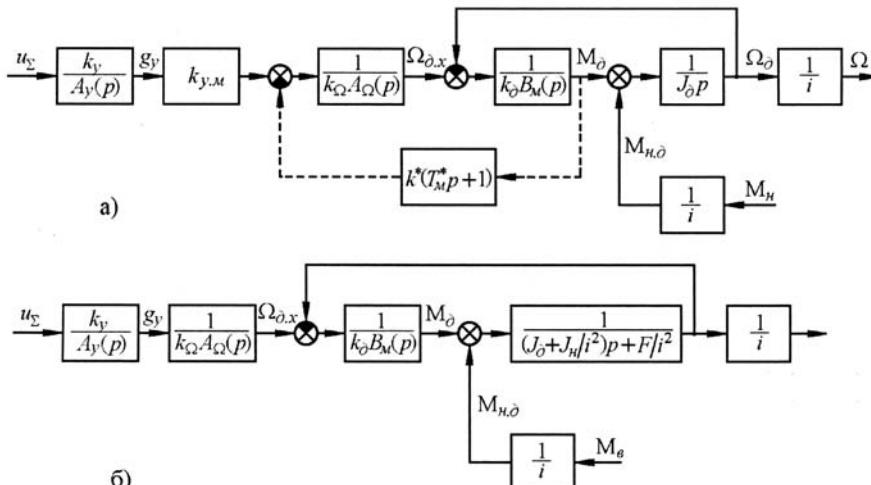


Рисунок 1.8 – Структурные схемы силовой (неизменяемой) части СП

Силовая часть некоторых типов СП (например, электрических СП с электромашинным усилителем мощности) имеет дополнительную внутреннюю отрицательную ОС по моменту, развиваемому ИД, и его производной. Внутренняя отрицательная ОС не вводится искусственно, а присуща самому усилителю мощности.

Эту ОС можно условно представить в виде, изображенном на рисунке 1.8, а, пунктирной линией, а  $k$  и  $k \cdot T_m$  – коэффициенты усиления дополнительной ОС соответственно по моменту и его производной. Наличие внутренней ОС по моменту, развивающему ИД, изменяет постоянную времени нарастания момента в заторможенном ИД (при  $\Omega_\partial = 0$ ) при единичном скачке входной величины  $g_y(t)$ .

Если положить, что  $A_\Omega(p) = 1$  и  $\Omega_\partial(t) = 0$ , и учесть (1.7), то в соответствии со структурной схемой на рисунке 1.8, а имеем:

$$\frac{1}{k_\Omega \cdot k_\partial} \cdot \frac{1}{(T_m \cdot p + 1)} [k_{y,m} g_y(t) - k^* (T_m^* \cdot p + 1) M_\partial(t)] = M_\partial(t)$$

или



$$(T_{m,\partial} \cdot p + 1) \cdot M_\partial(t) = \frac{k_{y,m}}{k_\Omega \cdot k_\partial (1+k)} g_y(t), \quad (1.10)$$

откуда выражение для момента  $M_\partial(t)$  можно условно записать в виде:

$$M_\partial(t) = \frac{k_{y,m}}{k_\Omega \cdot k_\partial (1+k)} \cdot \frac{1}{(T_{m,\partial} \cdot p + 1)} \cdot g_y(t),$$

где  $T_{m,\partial} = T_m \frac{1+k T_m^* / T_m}{1+k}$  – эквивалентная (с учетом внутренней связи по моменту ИД) постоянная времени нарастания момента заторможенного ИД;  $k = k^* / (k_\Omega \cdot k_\partial)$ .

Условность подобной записи состоит в предположении, что оператор  $k_{y,m} / [k_\Omega \cdot k_\partial (1+k) (T_{m,\partial} \cdot p + 1)]$  обозначает те же действия, что и предусмотренные (1.10).

Таким образом, в тех случаях, когда внутренняя ОС по моменту ИД отсутствует ( $k^* = 0$ ),  $T_{m,\partial} = T_m$ . Если  $k^* \neq 0$ , то при  $T_m^* > T_m$   $T_{m,\partial} > T_m$ , при  $T_m^* < T_m$  имеем  $T_{m,\partial} < T_m$  и при  $T_m^* = T_m$  получаем  $T_{m,\partial} = T_m$ .

При наличии внутренней ОС по моменту ИД выражение (1.1) принимает вид



$$k_\Omega A_\Omega(p) \Omega_{\partial,x}(t) = k_{y,m} g_y(t) - k^* (T_m^* \cdot p + 1) M_\partial(t). \quad (1.11)$$

В данном случае координата  $\Omega_{\partial,x}(t)$  зависит не только от входного воздействия  $g_y(t)$ , но и от момента  $M_\partial(t)$ , развивающегося ИД.

Из (1.2) – (1.9) и (1.11) может быть получено линеаризованное дифференциальное уравнение силовой части СП с учетом предварительного усилителя (управляющего устройства), имеющее следующий вид:

$$A_\partial(p) \Omega(t) = \frac{k_y \cdot k_{y,m}}{k_\Omega \cdot i} u_\Sigma(t) + \frac{k_\partial (k+1)}{i^2} B_h(p) M_h(t), \quad (1.12)$$

где

$$A_\partial(p) = A_y(p) \left\{ T_{\Omega,\partial} \cdot p \left[ \frac{k(T_m^* \cdot p + 1)}{k+1} + \frac{A_\Omega(p)(T_m \cdot p + 1)}{k+1} \right] + A_\Omega(p) \right\} \quad (1.13)$$

– собственный оператор силовой части;

$$B_h(p) = A_y(p) \left[ \frac{k(T_m^* \cdot p + 1)}{k+1} + \frac{A_\Omega(p)(T_m \cdot p + 1)}{k+1} \right] \quad (1.14)$$

– входной оператор силовой части СП по моменту нагрузки;

$T_{\Omega,\delta} = k_\delta J_\delta(k+1)$  – постоянная времени нарастания скорости ИД, характеризующая процесс его разгона при единичном скачке управляющего сигнала и  $M_H = 0$ , если условно принять, что  $A_y(p) = A_\Omega(p) = 1$ ,  $T_M = 0$  и  $T_M^* = 0$ .

Когда внутренняя обратная связь по моменту, развивающемуся ИД, отсутствует ( $k = k^* = 0$ ), линеаризованное дифференциальное уравнение силовой части СП с учетом предварительного усилителя примет вид

$$A_\delta(p)\Omega(t) = \frac{k_y \cdot k_{y,M}}{k_\Omega \cdot i} u_\Sigma(t) + \frac{k_\delta}{i^2} B_H(p) M_H(t), \quad (1.15)$$

где

$$A_\delta(p) = A_y(p) A_\Omega(p) [T_{\Omega,\delta} \cdot p(T_M \cdot p + 1) + 1]; \quad (1.16)$$

$$B_H(p) = A_y(p) A_\Omega(p) (T_M \cdot p + 1); \quad (1.17)$$

$T_{\Omega,\delta} = k_\delta J_\delta$  – постоянная времени нарастания скорости ИД.

Если момент сопротивления  $M_c$  линейно зависит от скорости  $\Omega$ , а изменения возмущающего момента  $M_e$  не связаны с изменениями координат системы, то момент нагрузки можно представить в виде

$$M_H(t) = -J_H \cdot p\Omega(t) - F\Omega(t) + M_e(t), \quad (1.18)$$

где  $J_H$  – момент инерции ОР;  $F$  – коэффициент вязкого трения на валу ОР.

В этом случае структурная схема на рисунке 1.8, а приобретает вид, показанный на рисунке 1.8, б.

#### 1.4.2. Управление моментом ИД

Использование силовой части СП с безынерционным усилителем мощности при управлении моментом ИД позволяет улучшить динамические характеристики СП (расширить полосу пропускания, повысить точность и др.). В некоторых случаях, например, при использовании в качестве ИД двигателей переменного тока, применение такого способа управления двигателем просто необходимо, так как иначе оказывается невозможным в полной мере реализовать в динамике его энергетические возможности.

В любом ИД с вращательным движением выходного вала, будь то электродвигатель, гидро- или пневмодвигатель, имеется физическая величина, характеризующая развиваемый им момент. Эта величина практически без искажений воспроизводит момент двигателя. Она может быть измерена и использована как для построения силовой части СП, так и для формирования корректирующего сигнала СП. Например, в электродвигателях постоянного тока с независимым возбуждением такой величиной является ток якоря ИД, в синхронном и асинхронном двигателях – активная составляющая тока статора, в гидродвигателях и пневмодвигателях с постоянным рабочим объемом – разность давлений в полостях всасывания и нагнетания.

В электрических СП особенно эффективно применение сигнала, пропорционального моменту, развивающемуся ИД, для формирования характеристики силовой части СП при использовании в качестве усилителя мощности широкополосного усилителя, выполненного на базе электрических элементов (например, транзисторов). При применении подобных усилителей мощности операторные многочлены  $A_\Omega(p)$  (см. уравнение (1.1)) и  $A_y(p)$  (см. уравнение (1.9)) можно считать равными единице.

Формирование характеристик силовой части СП может осуществляться двумя способами.

### Способ 1

Использование отрицательной ОС по моменту ИД и усилителя с бесконечно большим коэффициентом усиления.

На рисунке 1.9 приведена структурная схема искусственно построенной силовой части СП, выполненной с использованием отрицательной ОС по моменту, развивающему ИД (см. уравнения (1.1) – (1.5) и рисунок 1.8), в которую введены следующие обозначения:

$k'_y$  – коэффициент усиления предварительного усилителя силовой части;

$k_{yc}$  – коэффициент усиления силового электронного усилителя;

$k_{\partial.m}$  – крутизна характеристики датчика момента, развивающего ИД;

$g'_\Sigma$  – входной сигнал предварительного усилителя силовой части;

$g'_y$  – выходной сигнал предварительного усилителя силовой части;

$u_{y.m}$  – выходной сигнал электронного усилителя мощности.

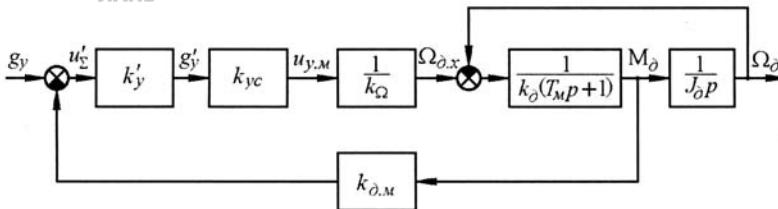


Рисунок 1.9 – Структурная схема силовой части СП с использованием отрицательной ОС по моменту

В предварительном усилителе с коэффициентом усиления  $k'_y$  имеется естественное ограничение выходного сигнала  $g'_y = \pm g'_{y,\max}$  (рисунок 1.10).

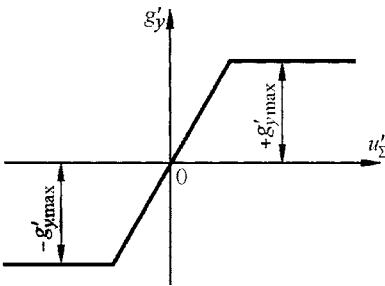


Рисунок 1.10 – Форма выходного сигнала предварительного усилителя силовой части СП

Поскольку внешний момент нагрузки  $M_{n,d}$  не влияет на выбор схемы формирования силовой части СП, в рассматриваемом случае принято  $M_{n,d} = 0$ .

На основании данных рисунка 1.9 с учетом равенства (1.7) и (1.8) получаем:

$$k_d(T_m \cdot p + 1) \cdot M_d(t) = [g_y(t) - k_{\partial.m} M_d(t)] \frac{k'_y \cdot k_{yc}}{k_Q} - \Omega_d(t) \quad (1.19)$$

или

$$\frac{k_{\partial.m}}{k_Q} \left[ 1 + \frac{k_d k_Q (T_m \cdot p + 1)}{k'_y k_{\partial.m} k_{yc}} \right] M_d(t) = \frac{g_y(t)}{k_Q} - \frac{1}{k'_y \cdot k_{yc}} \Omega_d(t) \quad (1.20)$$

Это уравнение справедливо в пределах зоны линейности (см. рисунок 1.10) предварительного усилителя силовой части.

При  $k'_y \rightarrow \infty$  уравнение (1.20) с учетом выражений (1.1), (1.7) принимает вид

$$k_{\partial,M} M_\partial(t) = g_y(t). \quad (1.21)$$

При использовании обратной величины  $k'_M = 1/k_{\partial,M}$  выражение (1.21) принимает вид

$$M_\partial(t) = k'_M g_y(t). \quad (1.22)$$

Из выражения (1.22) следует, что силовая часть СП, искусственно сформированная с использованием отрицательной обратной связи по моменту, развивающему ИД, при  $k'_y \rightarrow \infty$  является безынерционной силовой частью, управляемой моментом ИД.

Структурная схема подобной силовой части с учетом момента нагрузки  $M_H$  представлена на рисунке 1.11, а ее уравнение с учетом (1.18) имеет вид

$$J_\partial \cdot p \cdot \Omega(t) = k'_M g_y(t) + \frac{1}{i} M_H(t). \quad (1.23)$$

Коэффициент  $k'_M$  определяется из соотношения



$$k'_M = \frac{M_{\partial,\max}}{g_{y,\max}}, \quad (1.24)$$

где  $M_{\partial,\max}$  – наибольший момент, развиваемый ИД;  $g_{y,\max}$  – наибольшая величина входного воздействия, соответствующая  $M_{\partial,\max}$ .

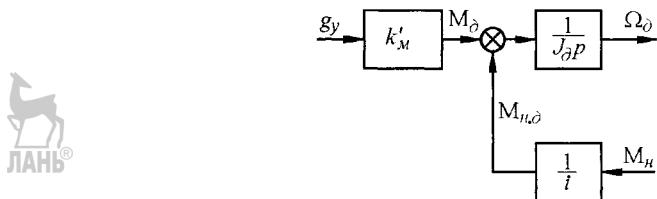


Рисунок 1.11 – Структура безынерционной силовой части СП  
с отрицательной обратной связью по моменту

При практической реализации искусственно форсируемой силовой части СП предварительный усилитель (рисунок 1.9) с коэффициентом усиления  $k'_y$  и усилитель мощности с коэффициентом усиления  $k_{yc}$  заменяют силовым электрическим релейным усилителем с петлей гистерезиса в его статической характеристике (рисунок 1.12). Такой релейный усилитель в сочетании с линейной частью, соответствующей апериодическому звену с передаточной функцией  $1/(T_M \cdot p + 1)$ , обеспечивает наличие автоколебаний в контуре ОС по моменту, развившему ИД, как при входном сигнале  $g_y = 0$ , так и при сигнале, изменяющемся в диапазоне  $g_y = \pm g_{y,\max}$ .

Частота и амплитуда автоколебаний являются расчетными и определяются постоянной времени  $T_M$ , шириной петли гистерезиса  $b$  и значением напряжения  $\pm c$  при входе на ИД. Изменяя ширину петли гистерезиса, обеспечивают требуемое значение частоты автоколебаний (т.е. частоты переключения силовых ключей релейного усилителя).

Сигнал  $u'_\Sigma$ , поступающий на вход силового электронного релейного усилителя, содержит две составляющие – высокочастотную (обычно с частотой  $\sim 1 \text{ кГц}$ ) и низкочастотную, соответствующую частоте входного сигнала  $g_y$  (до 50 Гц).

В этом случае силовой электронный релейный усилитель по отношению к низкочастотной составляющей сигнала  $u'_\Sigma$  («медленно меняющейся» составляющей) может рассматриваться, как усилитель с линейной статической характеристикой. Его коэффициент усиления

$$k_h = \frac{2c}{\pi} \frac{1}{\sqrt{a^2 - b^2}}, \quad a \geq b.$$

Здесь  $a$  – амплитуда автоколебаний на входе усилителя,  $b$  и  $c$  соответствуют величинам, показанным на рисунке 1.12.

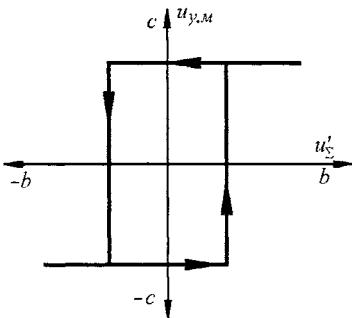


Рисунок 1.12 – Статическая характеристика электронного релейного предварительного усилителя силовой части СП

При  $a \rightarrow b$   $k_h \rightarrow \infty$ ; при этом низкочастотная соответствующая сигналу  $u'_\Sigma$  стремится к нулю.

Уравнение (1.20), полученное выше для силовой части СП с линейным усилителем, может рассматриваться применительно к силовой части с релейным усилителем как уравнение по отношению к медленно меняющемуся входному сигналу  $g_y$ .

Полагая, что в уравнении (1.20)  $k'_y k_{yc} = k_h$ , получим при  $k_h \rightarrow \infty$  вместо этого уравнения уравнение (1.21), т.е. уравнение безынерционной силовой части, управляемой моментом, развиваемом ИД.

### Способ 2

Использование положительной обратной связи по скорости ИД, отрицательной ОС по моменту ИД и усилителя с конечным значением коэффициента усиления.

На рисунке 1.13 приведена структурная схема подобной силовой части СП, в которой обозначено:

$k_{\partial,c}$  – крутизна характеристики датчика скорости ИД;

$k'_{yy}$  – коэффициент усиления усилителя в цепи положительной ОС по скорости ИД;

$k'_{yr}$  – коэффициент усиления усилителя в цепи отрицательной ОС по моменту ИД;

$\Pi(p) = (T_1 \cdot p + 1)/(T_2 \cdot p)$  – передаточная функция последовательного корректирующего устройства;

$T_1, T_2$  – постоянные величины.

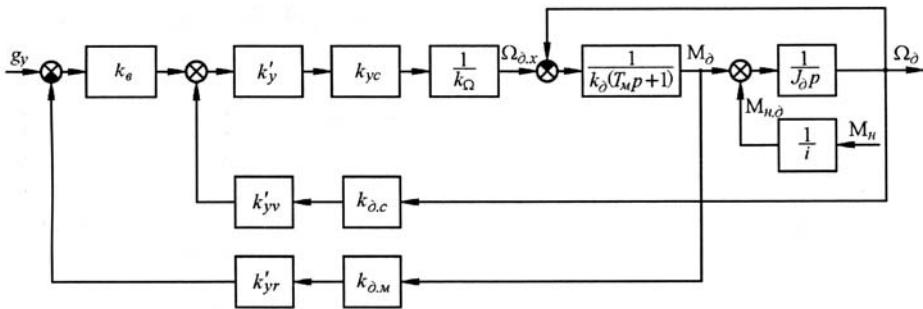


Рисунок 1.13 – Структурная схема силовой части СП  
с положительной ОС по скорости ИД и  
отрицательной ОС по моменту ИД

На основании рисунка 1.13 получаем:

$$\left[ \frac{T_1 p + 1}{T_2 p} (g_y(t) - k_{\partial,M} k'_{yr} M_\partial(t)) + k_{\partial,c} k'_{yy} \Omega_\partial(t) \right] \frac{k'_y k_{yc}}{k_\Omega} - \Omega_\partial(t) = k_\partial(T_M p + 1) M_\partial(t) \quad (1.25)$$

или

$$\frac{T_1 p + 1}{T_2 p} (g_y(t) - k_{\partial,M} k'_{yr} M_\partial(t)) \frac{k'_y k_{yc}}{k_\Omega} + \left( \frac{k_{\partial,c} k'_{ym} k_{yc} k'_y}{k_\Omega} - 1 \right) \Omega_\partial(t) = k_\partial(T_M p + 1) M_\partial(t). \quad (1.26)$$

Из равенства (1.26) с учетом условий полной компенсации влияния скорости ИД на силовую часть СП, осуществляющейся искусственно введенной положительной ОС по скорости ИД, причем

$$k_{\partial,c} k'_{ym} k'_y k_{yc} = 1, \quad (1.27)$$

после преобразований имеем

$$k_{\partial,M} k'_{yr} \left( 1 + \frac{1}{r} \frac{T_2 p (T_M p + 1)}{T_1 p + 1} \right) M_\partial(t) = g_y(t), \quad (1.28)$$

где

$$r = \frac{k'_y k_{yc} k_{\partial,M} k'_{yr}}{k_\Omega k_\partial}.$$

При синтезе СП для повышения точности обеспечения заданного значения момента ИД в области низких частот  $\omega = r/T_2$  выбираем  $T_2/r \ll 1$ ,  $T_1 > T_M$ . При этих условиях и частотах  $\omega > 1/T_M$  приближенно имеем

$$1 + \frac{1}{r} \frac{T_2 p (T_M p + 1)}{T_1 p + 1} = T_3 p + 1, \quad (1.29)$$

где

$$T_3 = \frac{T_2 \cdot T_M}{r \cdot T_1} < T_M.$$

При этом выражение (1.28) может быть приближенно представлено в виде

$$k_{\partial,M} k'_{yr} (T_3 p + 1) M_\partial(t) = g_y(t). \quad (1.30)$$

Из этого выражения следует, что при частотах  $\omega < 1/T_3$  входное воздействие  $g_y(t)$  воспроизводится с малым искажением, а также видно, что силовая часть СП выполняет функции управления моментом ИД.

В отличие от силовой части, характеристика которой сформирована по первому способу, данная силовая часть остается инерционной, но с уменьшенной по сравнению с  $T_M$  постоянной времени  $T_3$ .

В состоянии равновесия уравнение (1.30) принимает вид

$$M_\partial = k'_M g_y, \quad (1.31)$$

где  $k'_M = 1/k_{\partial,M} k'_{yr}$ .

Структурная схема подобной силовой части СП в соответствии с (1.30) и с учетом момента нагрузки  $M_H$  приведена на рисунке 1.14.

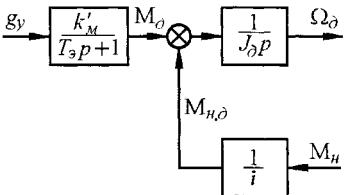


Рисунок 1.14 – Структурная схема силовой части СП с управлением по моменту ИД

На практике в ряде случаев в зависимости от конкретных условий вместо корректирующего устройства с передаточной функцией  $\Pi(p)$  может быть использован усилитель с коэффициентом усиления  $k > 1$ .

Рассмотренный способ формирования характеристик силовой части СП с линейным непрерывным управлением может быть применен для формирования характеристик силовой части при использовании силовых транзисторов мощностью до 2 кВт. В СП мощностью 2....30 кВт этот способ используется при работе в дискретном режиме управления с частотой переключения до 10 кГц, а более 30 кВт – с тиристорными усилителями, работающими в режиме переключения с частотой, определяемой частотой питающей сети.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие приводы технологического оборудования относятся к следящим (сервоприводам)?
2. Чем обусловлена необходимость применения в составе технологического оборудования следящих приводов СП?
3. По каким признакам осуществляется классификация СП?
4. Как классифицируются электрические, пневматические, гидравлические СП?
5. Как классифицируются СП по характеру управляющих сигналов?
6. Какие исполнительные и управляющие устройства являются характерными для СП?
7. Какая часть СП создает регулирующее воздействие на объект регулирования и какие устройства входят в её состав?
8. Какие задачи необходимо решать при создании СП?
9. Какие СП могут быть отнесены к цифровым, а какие к аналоговым?

10. Какое назначение имеет управляющая ЭВМ в составе СП?
11. В чем заключается отличие однокоординатного СП от многокоординатного?
12. Какие устройства входят в состав цифровой и непрерывной (аналоговой) части цифрового следящего привода (ЦСП)?
13. Какие способы управления исполнительными двигателями (ИД) используются на практике?
14. Какие физические величины, характерные для различных типов ИД, используются для управления скоростью и моментом на выходном валу?
15. Что является объектом регулирования (ОР) в составе СП технологического оборудования?
16. Какие параметры характеризуют ОР и необходимы для расчета, выбора и проектирования СП?



## Г л а в а II

# Функциональные устройства СП

### 2.1. Объекты регулирования СП

В силовых следящих приводах промышленного технологического оборудования, например, обрабатывающих станков, промышленных роботов, объект регулирования (ОР), на приведение в действие которого расходуется большая доля мощности, определяет выбор функциональных элементов силовой части с соответствующими силовыми, моментными и энергетическими характеристиками [29].

Как правило, ОР силовых приводов представляют собой металлоемкие конструкции, элементы которых обладают упругостью, а конструкция в целом, следовательно, имеет механический резонанс. СП с такими ОР образует единую динамическую систему, свойства которой определяют предельные динамические возможности СП.

Сложное движение, которое имеют многие ОР, может быть разложено различными способами на простые составляющие движения относительно координатных осей, не эквивалентные по энергетическим затратам на воспроизведение этих движений, по сложности и металлоемкости конструкции, по точности и последовательности работы СП.

Таким образом, анализ ОР следящего привода должен выявить параметры или исходные данные, необходимые для расчета, выбора и проектирования функциональных элементов, образующих как силовую часть СП, так и СП в целом.

Перечень таких параметров или исходных данных включает в себя:

1. Вид производства (техпроцесса) к которому относится ОР (обработка, сборка, транспортирование, контроль) и определение функционального назначения СП (позиционные, скоростные, моментные)

2. Число степеней свободы ОР, кинематическая или конструктивная схема установки ОР на технологическом оборудовании

3. Законы изменения перемещения, скорости и ускорения ОР по каждой степени свободы.

4. Массу и момент инерции ОР по каждой степени свободы, а также при необходимости пределы и законы их изменения.

5. Координаты центра масс каждого ОР.

6. Вид опор, направляющих и их характеристики.

7. Кинематическую схему упругих связей между элементами каждого ОР с указанием точек съема сигналов ОС.

8. Закон движения носителя (платформы, тележки), используемого для размещения ОР (например, манипулятора, робокара).

9. Координаты центров масс ОР (манипулятора) относительно центра масс носителя (тележки, платформы).

10. Значение внешних моментов и сил (резания, прессования, сопряжения и др.), действующих на ОР в зоне протекания технологического процесса (обработка, сборка, транспортирование и др.).

Исходные параметры ОР определяют, в конечном счете, свойства СП, следовательно, создание СП для ОР, не имеющих аналогий, должно начинаться с проектирования ОР.

Конструкция ОР во многом определяется компоновкой технологического оборудования, в составе которого они применяются.

Компоновку станков, предназначенных для обработки объектов производства резанием, следует рассматривать как целесообразное размещение элементов стан-

ка по отношению к обрабатываемой детали [36]. Оси координат станка  $X$ ,  $Y$  и  $Z$ , согласно рекомендациям ISO, располагают так, что ось  $Z$  совмещается с осью главного шпинделья (или параллельно ей), ось  $X$  — всегда горизонтальная, а расположение оси  $Y$  определяется по расположению двух других в "правой" системе координат (правило правой руки).

Используемые на практике типовые компоновки обрабатывающих станков могут быть объединены в четыре группы (рисунок 2.1):

1. Узел инструмента 1, а следовательно, и СП для его перемещения, расположен спереди или сзади обрабатываемой детали 2 (рисунок 2.1, а). К этой группе относятся токарные, круглошлифовальные, зубофрезерные станки для нарезания реек и др. Для них, несмотря на различные конструкции, характерно горизонтальное расположение станины 3.

2. Узел инструмента 1 расположен сбоку детали 2 (рисунок 2.1, б). К этой группе относятся зубофрезерные, горизонтально-расточные, зубострогательные, горизонтально-протяжные и др. станки, для которых характерна компоновка всех основных элементов, а следовательно и СП, вдоль оси  $Y$  и отсутствие выступающих в направлении оси  $X$  корпусных деталей, что обеспечивает свободный доступ к объекту обработки и дает возможность создавать рамные (портальные) конструкции.

3. Узел инструмента 1 расположен над деталью 2 (рисунок 2.1, в). К этой группе относится большое число типов станков: горизонтально- и вертикально-фрезерные, плоскошлифовальные, сверлильные, долбежные, зубодолбежные, координатно-расточные, хонинговальные и др. Верхнее расположение инструмента удобно с точки зрения доступности к детали, ее загрузки/выгрузки, наладки и наблюдения за процессом обработки. Для этих станков, несмотря на разнообразие конструктивных форм, характерна вертикальная компоновка по оси  $Z$  и, соответственно, вертикальное исполнение станины.

4. Веерообразное (круговое) расположение узлов инструментов 1 по отношению к детали 2 (рисунок 2.1, г) характерно для карусельных, продольно-строгальных, продольно-фрезерных и некоторых типов координатно-расточных станков. Как правило, оси имеют жесткую раму (портал) на которой установлены узлы инструментов (суппорты, фрезерные головки, каретки и др.), одновременно обрабатывающие деталь с разных сторон.

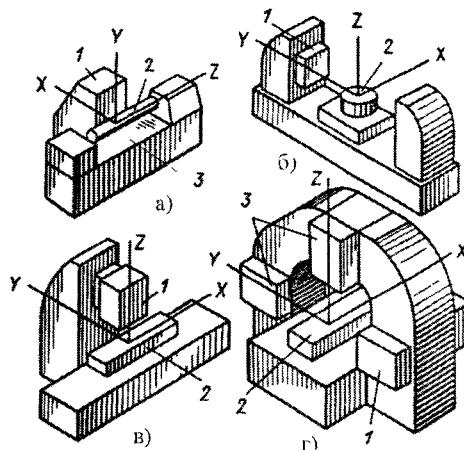


Рисунок 2.1 – Схемы компоновок станков

Станок конкретного назначения может иметь любую, из приведенных выше, компоновку, и кроме того, в пределах выбранной схемы всегда имеются различные варианты в зависимости от характера перемещения его основных узлов, на-

пример, перемещается стол с деталью или стойка с инструментом, или имеет место комбинированное перемещение.

Существенное влияние на компоновку станка оказывают требования точности и производительности, выполнение которых зависит от жесткости технологической системы станка (система СПИД – станок – приспособление – инструмент – деталь), в которой особое место отведено приводам, обеспечивающим перемещение инструментов с заданными параметрами обработки.

Увеличение статической жесткости на инструменте зависит от относительного расположения плоскостей действия создаваемой ИД движущей силы (приводного усилия)  $F_{\text{дв}}$  и силы резания  $F_{\text{рез}}$  (рисунок 2.2) [50]. Так, например, замена револьверной головки продольного суппорта токарного станка резцедержателем, совмещение в одной плоскости сил  $F_{\text{дв}}$  и  $F_{\text{рез}}$  и уменьшение расстояния  $L$  от вершины резца до середины расстояния между направляющими позволяет увеличить статическую жесткость с 50 до 3000 Н/мкм, а расположение ДОС вблизи базовой направляющей – вдвое снизить ошибку позиционирования суппорта.

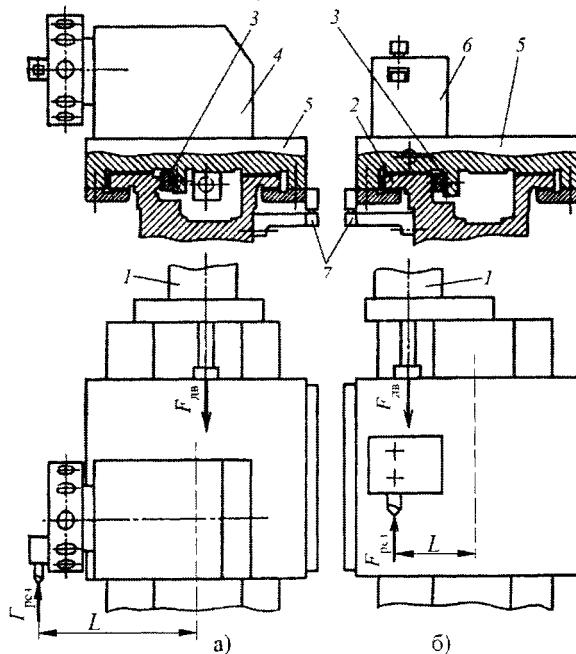


Рисунок 2.2 – Нерекомендуемый (а) и рекомендуемый (б) варианты конструкции каретки токарного станка: 1 – исполнительный двигатель; 2 – базовая направляющая; 3 – клин; 4 – револьверная головка; 5 – каретка; 6 – резцедержатель; 7 – линейный датчик обратной связи

Кинематические структуры (компоновки) промышленных роботов (ПР) и их двигательные возможности определяются видом и относительным расположением исполнительных звеньев, требуемый характер движения которых при выполнении вспомогательных и технологических движений определяется производственными условиями [28]. При этом различают глобальные, региональные и локальные движения.

В зависимости от используемых видов кинематических звеньев в структуре ПР обеспечиваются поступательные, вращательные и комбинированные группы движений, реализуемые манипуляторами, компоновки которых показаны на рисунке 2.3.

Анализ конструктивных исполнений манипуляторов ПР позволяет установить у них следующие особенности [47]:

- кинематические структуры ПР характеризуются наличием трех звеньев, которые в общем случае расположены друг к другу под произвольными углами;
- соединение звеньев между собой происходит за счет элементов качения, контактная жесткость которых меньше, чем жесткость других стыков;
- в соединениях звеньев между собой вследствие износа, а также погрешности изготовления может образовываться люфт, который не должен превышать точность позиционирования ПР;
- жесткость неподвижных стыков может быть обеспечена намного большей, чем жесткость узлов соединения звеньев за счет большей площади контакта;
- податливость звеньев из-за особенностей работы ПР (исполнительный орган – кисть имеет консольное крепление и значительно удален от опоры) является довольно большой.

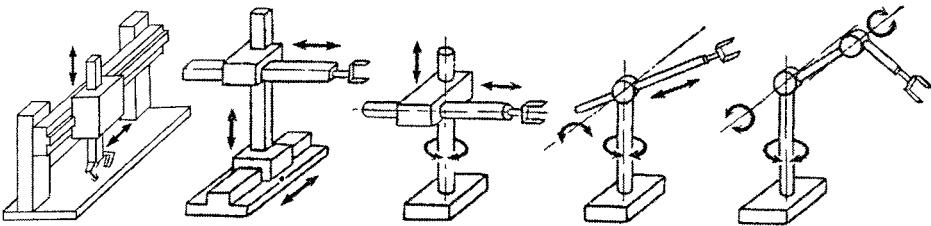


Рисунок 2.3 – Схемы компоновок манипуляторов промышленных роботов

Исходя из перечисленных особенностей механической системы ПР, при расчете динамических характеристик следящих приводов в составе звеньев необходимо учитывать собственную податливость звеньев, контактную податливость узлов соединения звеньев, наличие люфтов в узлах соединения звеньев, собственную частоту колебаний, максимальное время колебаний, амплитуду.

Деформация механической системы ПР, происходящая под действием инерционных нагрузок, массы перемещаемых объектов производства и собственной массы, затрудняет достижение требуемой точности позиционирования. Это объясняется следующими обстоятельствами:

- последовательно соединенные звенья манипулятора невозможно охватить внешними обратными связями, и даже при идеально точной остановке приводов деформация механической системы ухудшает точность позиционирования;
- статические массы вызывают деформацию, постоянную по величине;
- деформация под действием инерционной нагрузки приводит к возникновению затухающих механических колебаний, снижающих точность и увеличивающих время позиционирования.

Таким образом, деформация механической системы ПР происходит под действием кинематического возбуждения, т.е. колебания системы вызываются не внешними силами, а возникают из-за приведения в движение по заданному закону одной или нескольких точек системы.

Развитие промышленной механотроники на основе модульного принципа построения автоматических машин и производственных систем, при объединении на конструкторско-технологическом уровне максимально ориентированных на выполнение конкретных технологических процессов функциональных особенностей различных механических, электротехнических, электронных компонентов и программных средств, с целью обеспечения заданных параметров управляемого движения рабочих органов (объектов регулирования), привело к кардинальному изменению конструктивных компоновок пневматических исполнительных двигателей и создаваемых на их основе пневматических модулей движения, входящих в состав СП, прежде всего ПР (рисунок 2.4).

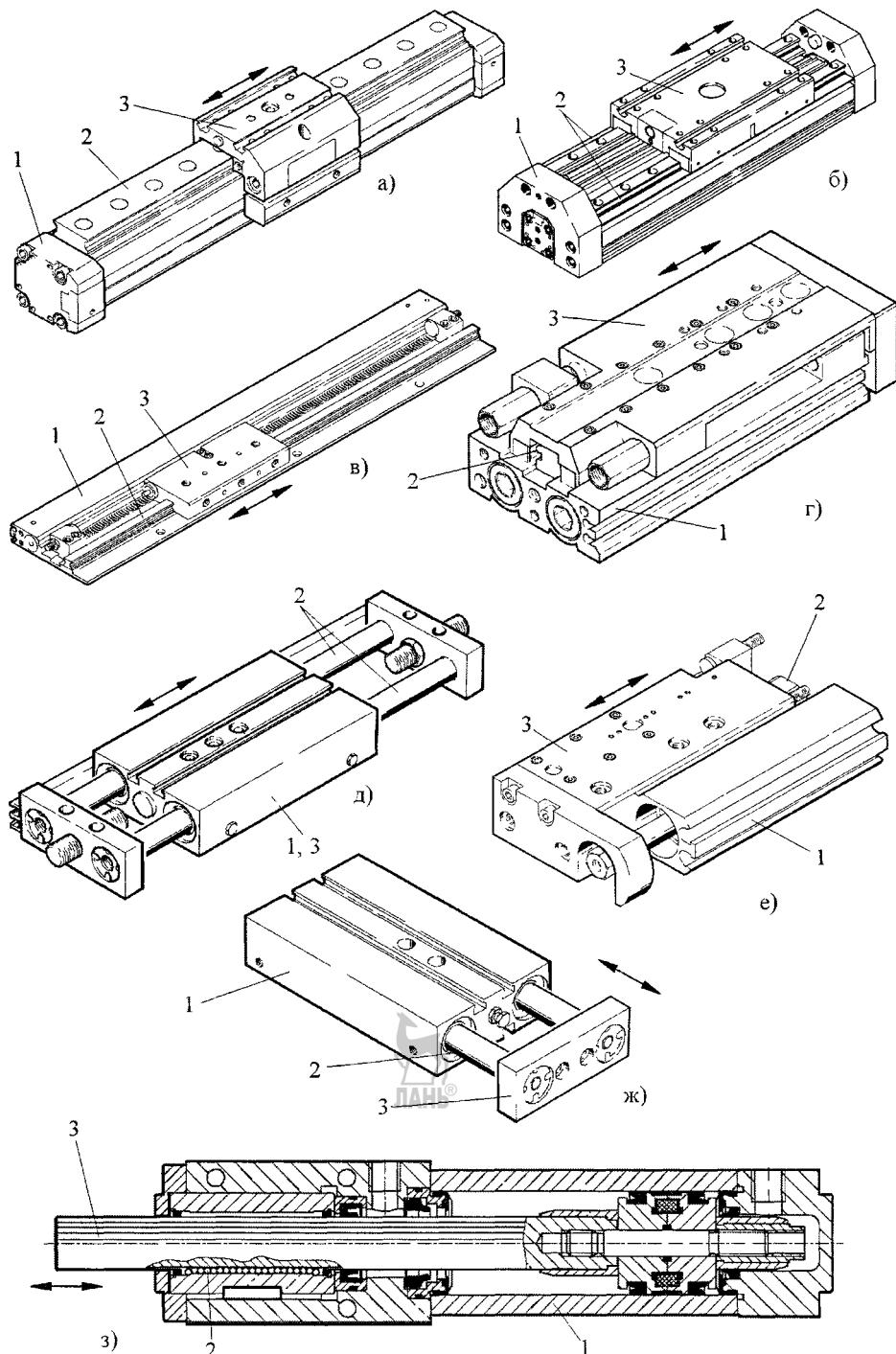


Рисунок 2.4 – Пневматические модули движения на основе бесштоковых (а, б, в) и штоковых (г, д, е, ж, з) пневмодвигателей: 1 – пневмодвигатель; 2 – направляющие; 3 – подвижный выходной элемент (каретка, шток, траверса)

В отличие от традиционных штоковых цилиндров, у которых выходным звеном является шток, связывающий поршень с рабочим органом, например, карет-

кой или суппортом, у бесштоковых цилиндров (пневмодвигателей) (а, б, в) выходным звеном является бегунок, механически жестко связанный через продольный прорез в корпусе пневмодвигателя 1 с поршнем и кареткой 3, являющейся объектом регулирования, перемещающейся по направляющей качения 2, закрепленной непосредственно на корпусе. Такое конструктивное исполнение позволяет уменьшить на длину выдвинутого штока, то есть вдвое, продольный монтажный размер, а следовательно выполнить СП более компактным и легче встраиваемым в технологическое оборудование [42].

Модули движения (г, е) характеризуются повышенной жесткостью и используются для обеспечения высокоточных перемещений каретки, смонтированной на линейных циркуляционных направляющих качения (роликовых или шариковых).

В конструкции модуля движения (д) выходным звеном 3 является корпус сдвоенного пневмоцилиндра 1, установленный с помощью круглых циркуляционных шариковых опор на цилиндрических направляющих, являющихся штоками пневмодвигателей, а в конструкции модуля движения (ж) объектом регулирования является траверса 3, закреплённая на штоках спаренного пневмоцилиндра 1.

Конструктивное объединение на модульном принципе штокового пневмоцилиндра 1 (з) с круглой циркуляционной шариковой опорой 2 и снабжение штока 3 продольными профильными канавками под шарики опоры, трансформирует его непосредственно в объект регулирования, обеспечивает повышение скорости срабатывания и устраняет его радиальные биения и вращение. При использовании стандартных пневмоцилиндров возникает необходимость применять конструктивные решения в виде дополнительных внешних направляющих, позволяющих устранить эти недостатки, однако при этом существенно возрастают весогабаритные показатели, ухудшаются динамические характеристики и встраиваемость таких исполнительных двигателей в технологическое оборудование.

Представленное на рисунке 2.4, з конструктивное решение пневматического модуля эффективно используется при создании манипуляционных механизмов промышленных роботов, предназначенных, например, для сборочных процессов.

## 2.2. Направляющие и опоры ОР

Направляющие и опоры промышленного технологического оборудования (станков, роботов и др.) должны обеспечивать правильность траектории движения объектов регулирования, несущих инструмент или объект производства. Если они используются для перестановки, то должно обеспечиваться нужное положение рабочих органов в любой заданной позиции.

К направляющим и опорам предъявляются следующие основные требования [36, 48, 49]:

1) первоначальная точность изготовления по условиям плоскостности граней и их взаимной параллельности, небольшая шероховатость и однородность поверхностей рабочих граней и плоскостей;

2) долговечность (износстойкость), которая характеризует их способность сохранять в течение заданного срока времени первоначальную точность;

3) малая величина и постоянство сил трения, при изменении (увеличении) которых, и особенно при случайных изменениях их величины, возрастают погрешности позиционирования;

4) жесткость, характеризуемая величиной контактных деформаций на рабочих гранях и поверхностях направляющих и опор под действием внешних нагрузок и являющаяся составной частью общей жесткости технологической системы;

5) высокие демпфирующие свойства.

В составе технологического оборудования применяются направляющие и опоры с различным характером трения: трения скольжения, трения качения, жидкостного трения (гидростатические) и с воздушной смазкой (аэростатические).

### 2.2.1. Направляющие трения скольжения

Непосредственный контакт сопряженных поверхностей в направляющих скольжения предъявляет высокие требования к выбору материала для их изготовления, который должен обладать высокой износостойкостью.

Для обрабатывающих станков, работающих в условиях значительной нагрузки, применяют главным образом прямоугольную или, реже, цилиндрическую форму направляющих, материалом для которых служат термообрабатываемый чугун, сталь и полимерные материалы.

Для технологического оборудования, работающего в менее тяжелых условиях, такого как промышленные роботы, контрольно-измерительные машины и др., используются различные цветные сплавы и полимерные материалы.

Для прямолинейного движения рабочих органов технологического оборудования применяются направляющие, имеющие форму, показанную на рисунке 2.5 [36, 48, 49].

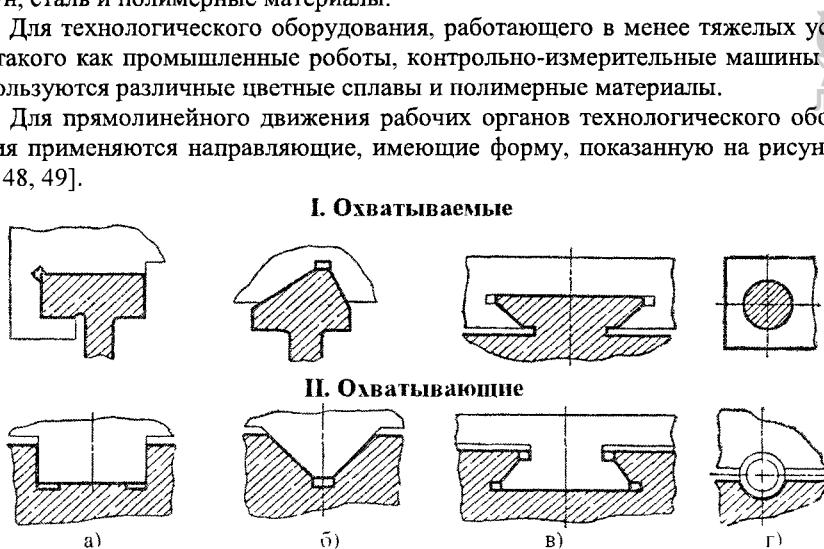


Рисунок 2.5 – Основные формы направляющих скольжения: а) прямоугольные; б) треугольные; в) трапециевидные; г) цилиндрические

Если поверхности скольжения образуют охватываемый профиль, то на них плохо удерживается смазка, и поэтому такие направляющие чаще применяются при медленных перемещениях по ним суппортов, столов, кареток, являющихся объектами регулирования. Их преимущество – более простое изготовление, а также то, что на них не удерживаются попавшая стружка, загрязняющие вещества.

Охватывающие направляющие более пригодны для высоких скоростей скольжения, так как хорошо удерживает смазку. Однако их необходимо надежно защищать от попадания стружки и от загрязнения.

Прямоугольные направляющие (а) просты в изготовлении, но плохо удерживают смазку и легче засоряются. Их применяют для медленных перемещений, например, силовых головок (модулей) агрегатных станков. Треугольные (призматические) направляющие (б) применяют при симметрической нагрузке. Они обладают свойством автоматического выбора зазора под действием собственного веса рабочего органа, однако угловое расположение их рабочих граней усложняет изготовление и контроль.

Трапециевидные направляющие в виде ласточкина хвоста (в) удобны тем, что достаточно четырех плоскостей скольжения, чтобы воспринимать нагрузки во всех направлениях, включая опрокидывающие моменты. Однако они сложны в изготовлении и обладают недостаточной жесткостью.

Цилиндрические направляющие (г) в охватываемом варианте не обеспечивают большой жесткости из-за прогиба скалок (штанг), закрепленных по концам. Их применяют при малой длине хода рабочего органа. При охватывающем варианте у этих направляющих сложно изготовить полукруглые пазы.

Комбинированные направляющие (рисунок 2.6) представляют собой, например, сочетания плоской и треугольной (или призматической) направляющих.

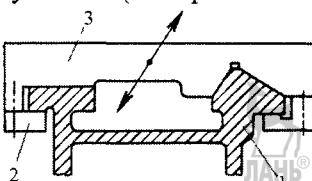


Рисунок 2.6 – Комбинированная направляющая скольжения

1 – станина; 2 – прижимные планки; 3 – суппорт

Износостойкость чугунных направляющих может быть повышена при нанесении специальных покрытий, например, слоя твердого хрома толщиной 25 ... 50 мкм, обеспечивающего твердость до HRC 68 ... 72. Для напыления применяют также молибден и сплавы с содержанием хрома.

Стальные направляющие выполняют в виде отдельных планок, которые затем крепят к базовой детали (станине) (рисунок 2.7, а-ж) либо приваривают (з-и). Применяются также способы крепления по тугой посадке в соответствующие пазы.

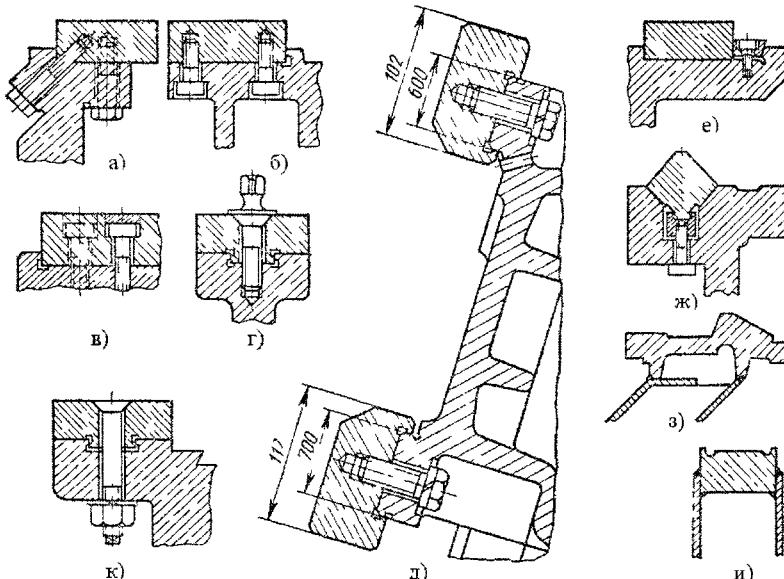


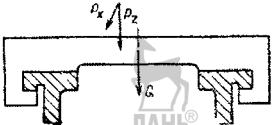
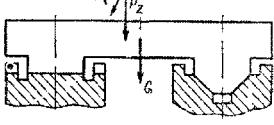
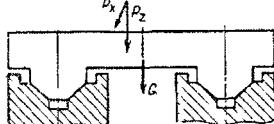
Рисунок 2.7 – Конструкции накладных направляющих с механическим креплением(а – ж); привариваемые (з – и)

Для стальных накладных направляющих применяются малоуглеродные стали (сталь 20, 20Х, 20 ХМ) с последующей цементацией и закалкой до твердости HRC 60 ... 65; азотируемые стали с глубиной азотирования 0,5мм и закалкой до твердости HV 800 ... 1000, легированные высокоуглеродистые стали типа ХВГ с объемной закалкой и отпуском (HRC 58 ... 62). Цветные сплавы типа бронз (Бр ОФ10-1, Бр АМу 9-2) и цинковые сплавы (ЦАМ 10-5) обладают хорошими антииздирными свойствами и их применяют в тяжелых станках.

При использовании для закрепления накладных направляющих винтов их следует располагать с определенным шагом во избежание искривления и образования волнистости.

Использование в составе СП того или иного типа направляющих скольжения в значительной мере зависит от величины тяговой силы, необходимой для перемещения рабочего органа (каретки, стола, суппорта). Значения тяговых сил  $Q$  определяются с помощью формул, приведенных в таблице 2.1 [49].

Таблица 2.1 – Величина тяговой силы  $Q$

Схема направляющих	Тяговая сила
Направляющие скольжения	
 ЛАНЬ®	$Q = P_x + f_c(P_z + P_y + G)$
	$Q = P_x + \frac{f_c}{\cos \alpha} (P_z + G) -$ $- \frac{f_c(1 - \cos \alpha)}{\cos \alpha} \times$ $\times \left( P_z \frac{y_p}{u_c} + G \frac{y_p}{z_p} - P_y \frac{z_p}{y_c} \right)$
	$Q = P_x + \frac{f_c}{\cos \alpha} (P_z + C)$
$x, y, z$ – координаты приложения сил. $y_c$ – координата приложения реакции $f_c$ – коэффициент трения скольжения, $\alpha$ – угол наклона граней	

Составляющие  $P_x$ ,  $P_y$ ,  $P_z$  силы резания и координаты точки ее приложения известны для каждого конкретного технологического процесса обработки (точения, фрезерования и др.).

Для СП, применяемых в составе технологического оборудования механосборочного производства, вместо составляющих силы резания при расчетах используется усилие, необходимое для осуществления сопряжения.

Масса подвижного рабочего органа (объекта регулирования)  $G$  берется с учетом дополнительной массы установленных на них деталей и технологической оснастки. Коэффициент трения скольжения выбирается в зависимости от материалов трущихся пар (для стали и чугуна  $f_c = 0,1 \dots 0,25$ ) при малых скоростях перемещения и  $f_c = 0,05 \dots 0,08$  – при больших скоростях перемещения.

Трение в направляющих скольжения зависит от многих факторов, наиболее важными из которых являются нормальная нагрузка и скорость скольжения.

## 2.2.2. Направляющие трения качения

Направляющие качения получили широкое распространение в связи с относительно небольшим и мало изменяющимся от скорости движения трением, и сравнительно высокой долговечностью. Точность траектории движения и жесткость опор качения несколько ниже, чем у направляющих скольжения.

Условный коэффициент трения для роликовых опор с циркуляцией тел качения лежит в пределах  $f_k = 0,001 \dots 0,003$ .

Качение рабочих органов (РО) по направляющим может обеспечиваться с помощью роликов с фиксированными осями (рисунок 2.8, а), либо с помощью свободно перекатывающихся тел качения (шариков или роликов) между относительно движущимися поверхностями (рисунок 2.8, б).

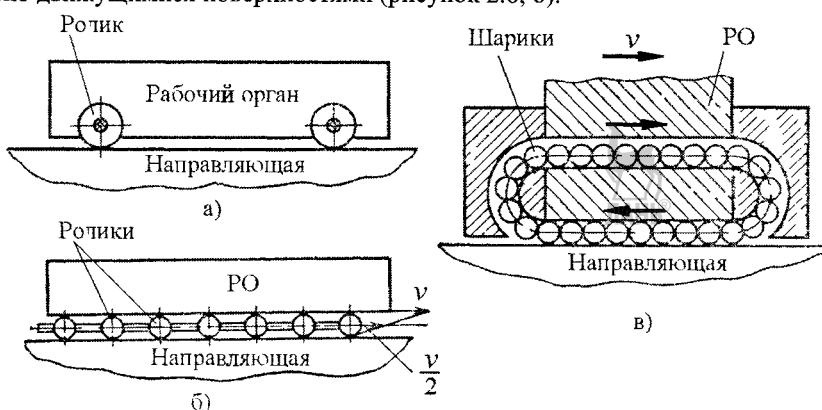


Рисунок 2.8 – Основные схемы направляющих качения: а) на роликах с закрепленными осями; б) с линейным движением шариков; в) с циркуляцией потока тел качения

Второй способ дает возможность разместить большое число тел качения в зоне контакта и обеспечить необходимую жесткость и точность движения, однако имеет недостаток, заключающийся в том, что в соответствии с эпюрой скоростей тела качения отстают в 2 раза по величине перемещения от величины перемещения рабочего органа.

Для обеспечения больших величин перемещения РО используются направляющие качения с циркуляцией потока шариков (роликов), т.е. с орбитальным движением последних (рисунок 2.8, в).

Конструктивные формы направляющих качения базируются на тех же исходных профилях, которые применяются для направляющих скольжения.

Различные варианты конструктивного исполнения возможны не только в результате разных сочетаний основных форм рабочих граней направляющих, но и при варьировании телами качения (рисунок 2.9) [49].

Материал для рабочих поверхностей направляющих качения должен обеспечивать высокую твердость и однородность рабочей поверхности. Чугунные направляющие применяют сравнительно редко, лишь при небольших нагрузках, поскольку допустимые нагрузки на тела качения при чугунных направляющих в 10 раз меньше для роликов и в 30 раз меньше для шариков, чем при стальных. Чугунные направляющие обладают более низкой износостойкостью, чем стальные, и их необходимо тщательно защищать от загрязнений.

Стальные закаленные направляющие (твёрдость не ниже HRC 60 ... 62) чаще всего выполняют из подшипниковых сталей марок ШХ 9, ШХ 15 с объемной закалкой.

Используются также высокоуглеродистые стали марок ХВГ и 9ХС, малоуглеродистые стали марок 20Х и 18ХГТ, азотируемая сталь марки 38ХМЮА.

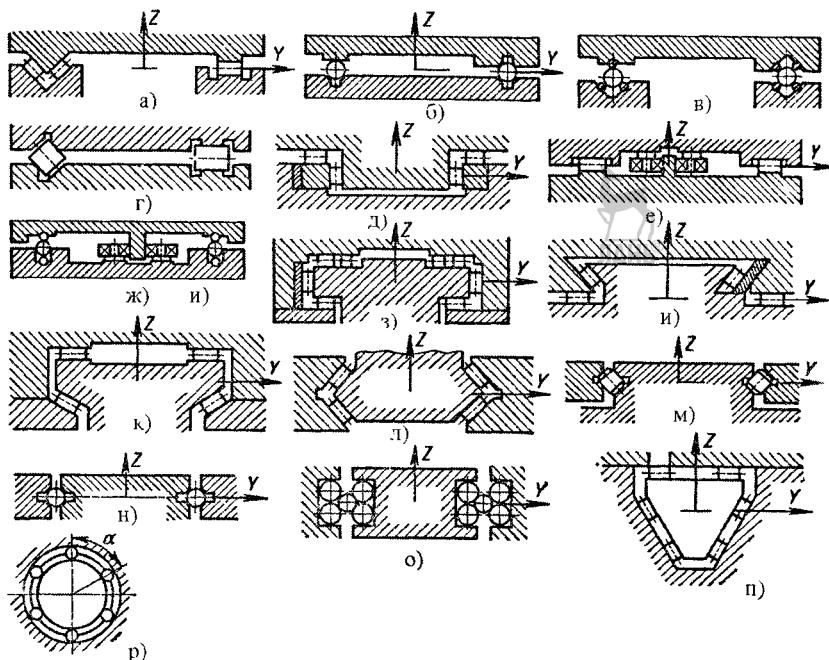


Рисунок 2.9 – Конструктивные формы направляющих качения

Конструктивные исполнения на рисунке 2.9, а, б, г, е, з, и, к, л, м, п, р характеризуются прямым контактом тел качения с рабочими поверхностями направляющих, которые могут быть выполнены из чугуна или стали.

Для повышения износостойкости рабочих поверхностей они армируются накладными планками (д) или стержнями (в, ж, о) из стали.

Исполнения (е, ж) характеризуются дополнительными направляющими качения, исключающими поперечные смещения рабочих органов.

Для создания натяга в направляющих качения используются регулировочные планки (д, з, и).

Число тел качения  $Z$  в одном ряду на одной грани направляющей не должно быть меньше 12–16, так как с его уменьшением снижается точность движения вследствие копирования исходных погрешностей по длине направляющих.

С другой стороны, для нагружения всех или почти всех тел качения внешней силой рекомендуется соблюдать следующие условия [49]:

$$\begin{aligned} \text{для роликов } Z &\leq q/4; \\ \text{для шариков } Z &\leq F/\sqrt{d}, \end{aligned} \quad (2.1)$$

где  $q$  – погонная нагрузка на единицу длины ролика, Н/мм;  $F$  – нагрузка на один шарик, Н;  $d$  – диаметр шариков, мм.

На рисунке 2.10 показаны конструктивные решения сепараторных направляющих качения для линейно перемещающихся рабочих органов технологического оборудования (кареток, суппортов и др.), имеющих небольшую длину хода [72]. В них реализуется схема направляющей качения, приведенная на рисунке 2.8, б, при которой сепаратор 2 с телами качения (шариками) имеет в 2 раза меньшую величину перемещения, чем каретка 3 (а) или наладочные направляющие планки 3 (б), установленные на рабочем органе.

Конструктивное (автономное) исполнение на рисунке 2.10, а применяется для узких направляющих планок (рельса) 1; сборная (некомплектная) конструкция направляющей (б) рекомендуется для широких направляющих 1, так как в этом случае наличие дополнительной каретки приведет к увеличению общей массы

подвижных частей следящего привода, что отрицательно скажется на его динамических характеристиках.

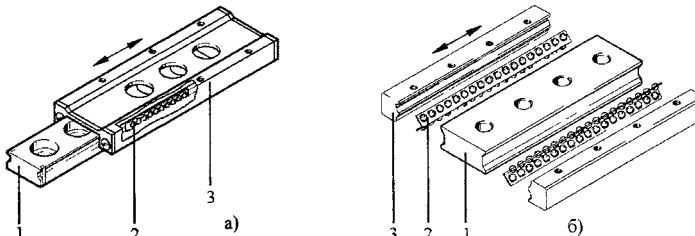


Рисунок 2.10 – Сепараторные шариковые направляющие качения:  
автономная (комплектная) с подвижной кареткой (а) и сборная (некомплектная)  
с накладными направляющими или планками рабочего органа (б)

Направляющие с циркуляцией или с орбитальным движением тел качения применяются при большой длине хода по сравнению с длиной прилегания (длиной рабочего органа).

Конструктивно они выполняются в виде роликовой или шариковой опоры, предназначеннной для закрепления, например, на рабочем органе (суппорте, столе, каретке) и собственно направляющей в виде планки с соответствующей формой поперечного сечения под тела качения, закрепляемой на несущей части технологического оборудования (станине, корпусе, раме). В ряде случаев роль направляющей планки выполняют прилегающие рабочие поверхности станины или рамы, обработанные соответствующим образом.

На рисунке 2.11 показана конструкция автономной роликовой циркуляционной опоры для направляющих качения [48], закрепляемой с помощью винтов 7 и штифтов 5, например, на каретке 4 технологического оборудования. Ролики 2, длиной  $l$  и диаметром  $d$  снабжены цапфами, размещенными в пазах пластинчатых держателей 6, предохраняющих их от выпадания.

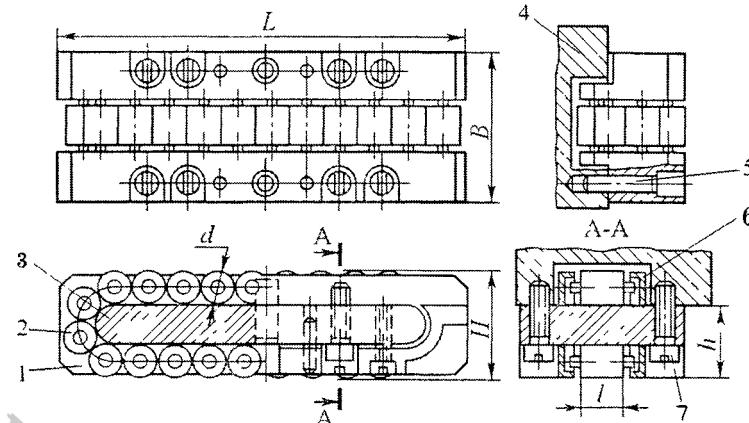
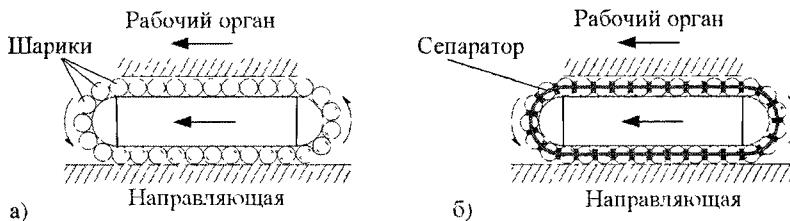


Рисунок 2.11 – Роликовая опора для плоских направляющих  
с пластинчатыми держателями

Часть роликов прокатывается без зазоров между рабочей гранью направляющей (или станины) и опорной поверхностью разделителя 3, а другая их часть в это время свободно (с зазором) перемещается по каналу возврата в каретке 4.

Шариковые циркуляционные опоры для направляющих качения выполняются без сепаратора или с гибким сепаратором (рисунок 2.12) [64]. Наличие сепаратора, выполненного из специального синтетического материала, позволяет уменьшить износ шариков за счёт устранения их контакта друг с другом и удержания смазки.



Представленная на рисунке 2.13 конструкция сборной, т.е. неавтономной шариковой направляющей, характеризуется использованием шариковых опор 4, закрепляемых на подвижном рабочем органе – каретке 6, и направляющих планок 3, снабженных V-образными канавками, закрепленными на несущей плате 1. Основную нагрузку воспринимают шарики, находящиеся в канале 2. Канал 5 предназначен для возврата ненагруженных шариков в канал 2.

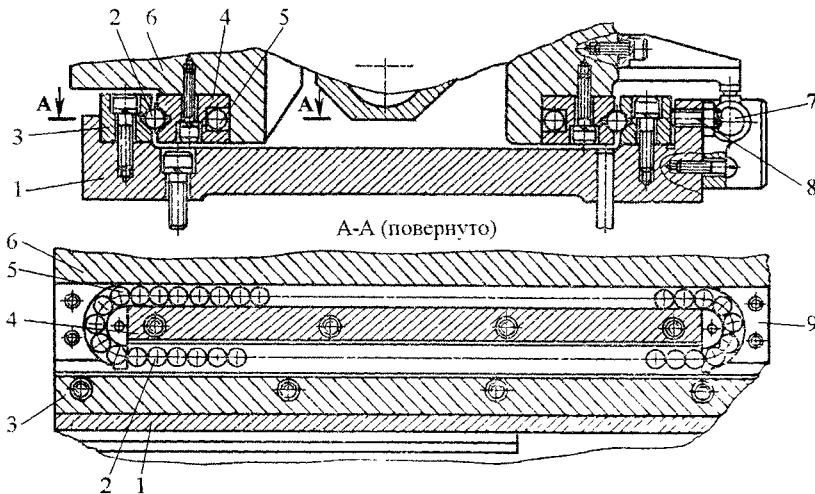


Рисунок 2.13 – Конструкция неавтономной шариковой направляющей для линейного перемещения рабочего органа

В каналах движения шарики удерживаются гранями V-образных прямолинейных канавок направляющих планок 3, прилегающей к опоре поверхностью каретки 6 и криволинейными каналами возврата, выполненными во вставках 9.

Регулировка зазоров в направляющей осуществляется винтами 8, а контроль за перемещением каретки 6 – с помощью датчика обратной связи 7.

В отличие от конструкции автономной компактной роликовой опоры, характеризующейся наличием пластинчатых держателей роликов, описанная конструкция шариковой опоры не имеет держателей шариков и не является самостоятельной сборочной единицей, что усложняет ее монтаж на технологическом оборудовании.

На рисунке 2.14, а [64] показана циркуляционная четырехдорожечная направляющая качения с пластинчатыми держателями шариков. Она состоит из двух автономных (комплектных) шариковых опор 1 с орбитальным движением шариков, снабженных монтажными резьбовыми отверстиями для закрепления на подвижном рабочем органе, например, каретке и двух направляющих планок 5, закрепляемых на неподвижной станине, на обращенных к опорам поверхностях которых выполнены продольные V-образные реборды, охватываемые двумя рядами шариков 2, находящихся в продольных окнах пластинчатых держателей 3 W-образной

формы. Орбитальное движение шариков обеспечивается криволинейными каналами в концевых пластинах 6, снабженных пластинами 4 для закрепления пылесборников. Возврат шариков в зону контакта с гранями реборды направляющих планок происходит через каналы 7 (рисунок 2.14, б).

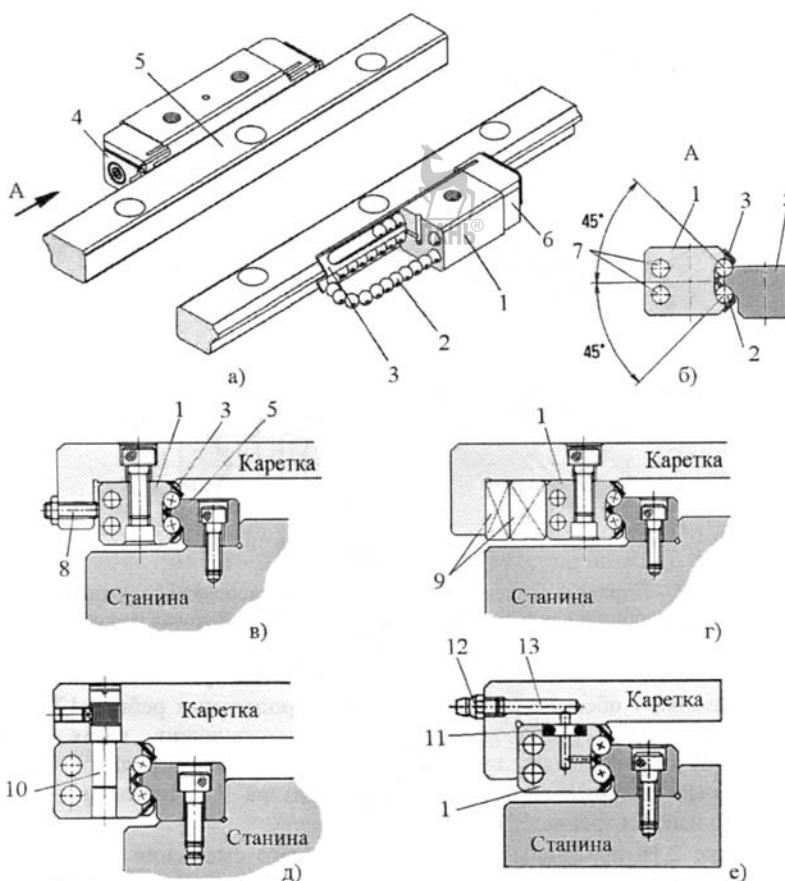


Рисунок 2.14 – Циркуляционная четырехдорожечная направляющая качения с пластинчатыми держателями шариков

Регулировка зазоров в направляющей осуществляется либо с помощью винтов 8 (в), либо с помощью клиновидных планок 9 (г), либо с помощью эксцентриковых пальцев 10 (д).

Подача смазки в зону контакта шариков с гранями реборды обеспечивается с помощью пресс-масленки 12 и каналов 13 в каретке и в корпусе опоры 1. Для предотвращения утечек масла в месте стыка каретки и опоры предназначено уплотнительное кольцо 11 (е).

На рисунке 2.15, а [65] показана циркуляционная сепараторная четырехдорожечная роликовая направляющая, характеризующаяся одинаковой жесткостью во всех направлениях действия на каретку 4 внешних сил и моментов, которая обеспечивается двумя расположенными под углом  $90^{\circ}$  друг к другу цепочками роликов 8, размещенных в упругом ленточном сепараторе 7 из синтетического материала (полиуретана, пербунана, неопрена) и контактирующих с гранями направляющей планки 1. Криволинейные каналы в концевых пластинах 3 обеспечивают орбитальное движение роликов 8, а крышки 2 служат для удержания пылесборников 9.

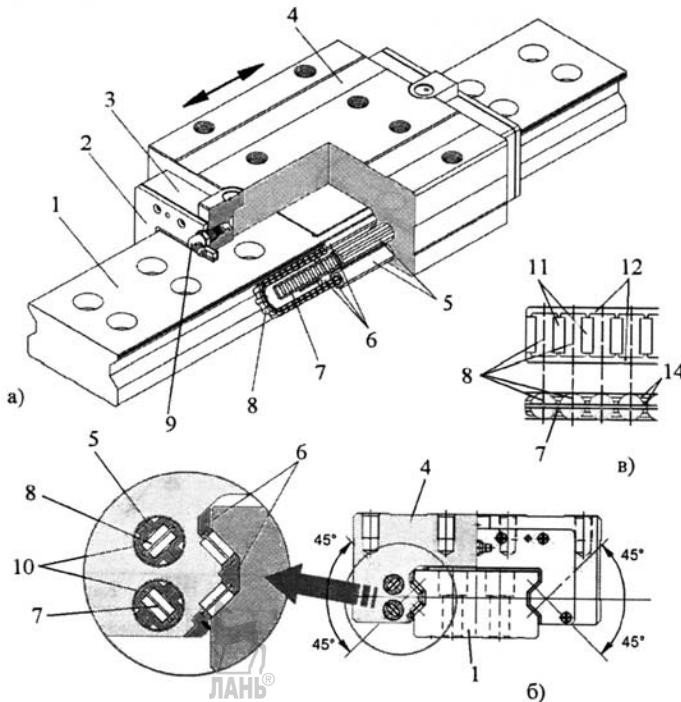


Рисунок 2.15 – Циркуляционная сепараторная четырехдорожечная роликовая направляющая: общий вид (а); поперечное сечение (б); роликовая цепочка (в)

Угловая ориентация роликов относительно рабочих граней каретки 4 и направляющей планки 1 обеспечивается с помощью продольных реборд 12 (в) ленточного сепаратора 7, расположенных в соответствующих пазах планок-держателей 6 (б) и профильных трубок 5 в каналах 10 возврата роликов. Полости 14, образованные роликами и элементами сепаратора 7, удерживают смазку, уменьшающую износ и трение.

На рисунке 2.16 приведена зависимость углового смещения каретки  $\theta$  под действием поперечного крутящего момента  $M$  для двух типов направляющих, отличающихся шириной направляющей планки  $L$ .

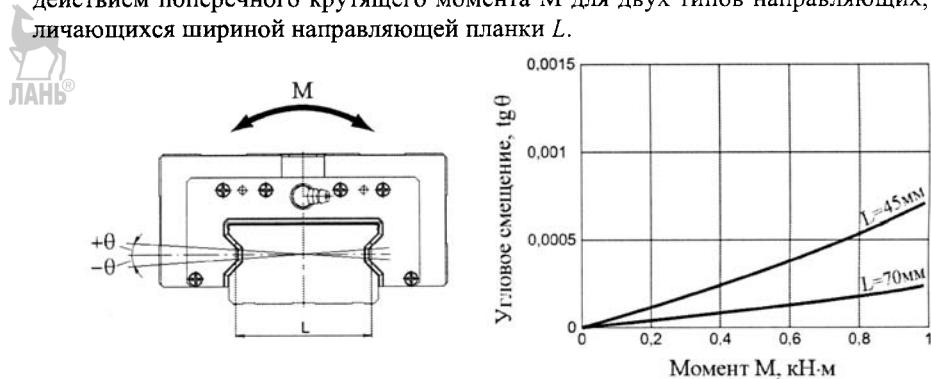


Рисунок 2.16 – Зависимость углового смещения  $\theta$  каретки от поперечного момента  $M$

Циркуляционная сепараторная четырехдорожечная шариковая направляющая (рисунок 2.17) [62, 64] имеет схожую с роликовой компоновку входящих в ее состав элементов. Основное отличие заключается в профиле рабочих криволинейных поверхностей направляющей планки 4 и каретки 3, предназначенных для тел каче-

ния в виде шариков 6, объединенных с помощью гибкого ленточного сепаратора 7 в четыре цепочки. Орбитальное движение шариков обеспечивается с помощью каналов возврата 5 и криволинейных каналов в концевых plataх 2 с полостями для размещения пылесборников 14 с крышками 1.

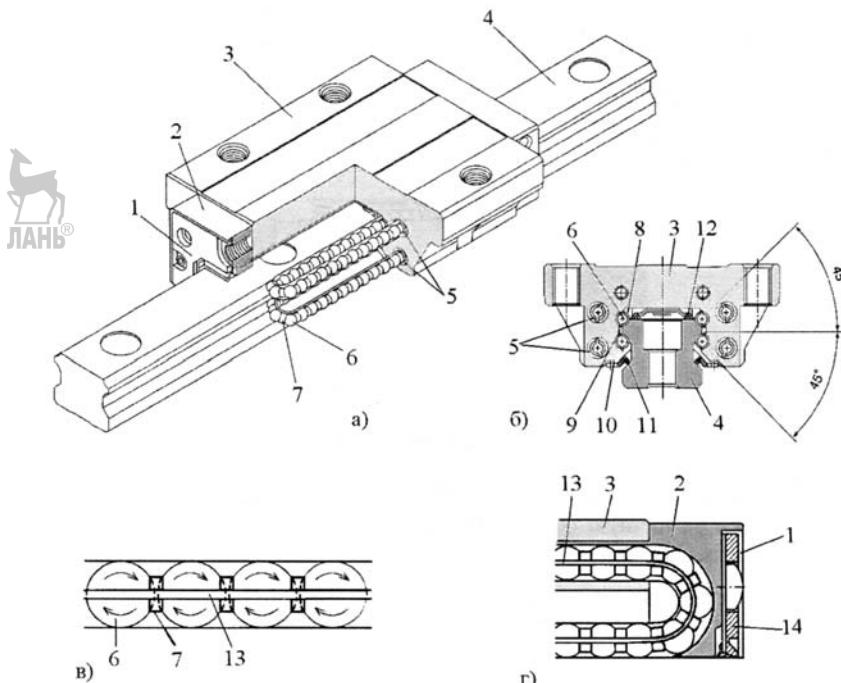


Рисунок 2.17 – Циркуляционная сепараторная четырехдорожечная шариковая направляющая

Продольные реборды 13 ленточного сепаратора 7, размещенные в соответствующих пазах держателей 8, 9, обеспечивают требуемое относительное расположение цепочек шариков относительно рабочих поверхностей каретки и направляющей планки, центральное расположение шариков в каналах возврата 5, а также удерживают цепочки шариков в прижатом состоянии к рабочим поверхностям каретки при разборке направляющей. Пыльники 11, 12 предохраняют зону контакта шариков с рабочими поверхностями от загрязнения и удерживают смазку.

В отличие от круглой замкнутой циркуляционной направляющей качения, показанной на рисунке 2.8, характеризующейся наличием закрепленного по концам рельса круглого сечения по которому перемещается замкнутая шариковая опора, и не обеспечивающей одинаковую жесткость (несущую способность) по ее длине, конструкция круглой полузамкнутой циркуляционной шариковой направляющей (рисунок 2.18, а) [65], благодаря наличию продольной опоры для круглого рельса, лишена этого недостатка.

Полузамкнутая шариковая опора (рисунок 2.18, в), образующая с круглым рельсом 1 и опорой 6 направляющую качения, состоит из втулки 2 с продольными выступами на внутренней поверхности, служащими опорными поверхностями для рабочих рядов (РР) шариков 3, входящих в контакт с наружной образующей круглого рельса 1. Орбитальное движение шариков обеспечивается с помощью сегментных пластинчатых держателей 4, образующих каналы возврата (КВ) шариков, чередующихся по окружности с рабочими каналами. Для устранения попадания внутрь шариковой опоры грязи и отходов производства предназначены уплотнительные кольца и продольные уплотнения (рисунок 2.18, б).

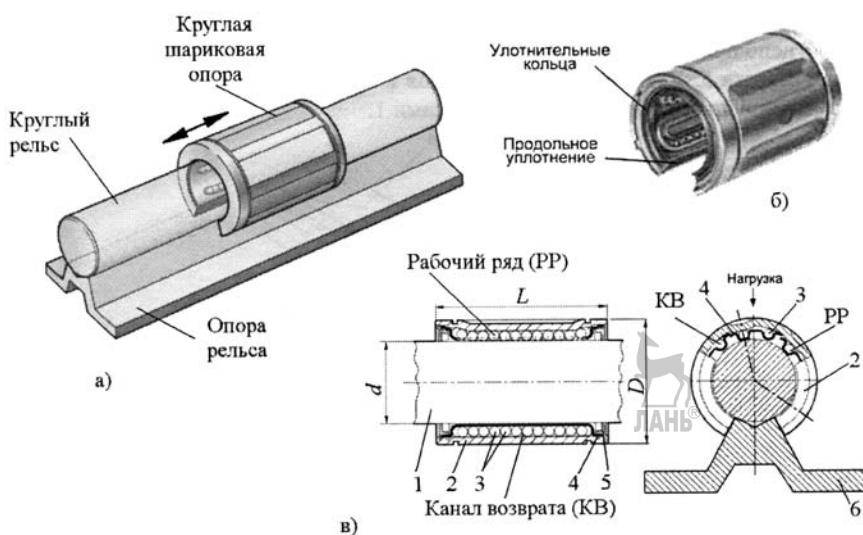


Рисунок 2.18 – Круглая циркуляционная шариковая направляющая

Усилие, необходимое для перемещения рабочего органа по направляющим, имеющим различную форму, может быть рассчитано с помощью выражений, приведенных в таблице 2.2 [49].

Таблица 2.2 – Величина тяговой силы  $Q$

Схема направляющих	Тяговая сила
	$Q = P_x + 4T_0 + 2,8 \frac{f_k}{r} P_h$
	$Q = P_x + 2T_0 + 2,8 \frac{f_k}{r} P_h$
	$Q = P_x + 3T_0 + 1,5 \frac{f_k}{r} (P_z + G)$ $r = r \cos 45^\circ$
	$Q = P_x + 2T_0 + 1,5 \frac{f_k}{r} (P_z + G)$
$P_x, P_y, P_z$ – внешние силы; $P_h$ – предварительный натяг; $T_0$ – начальная сила трения; $f_k$ – коэффициент трения качения; $G$ – вес рабочего органа; $r$ – радиус шарика (ролика)	

### 2.2.3. Комбинированные направляющие качения - скольжения

Комбинированные направляющие находят применение в станочном технологическом оборудовании в связи с тем, что наряду с обеспечением сравнительно высокой жесткости они обеспечивают достижение требуемых динамических характеристик СП за счет снижения трения и устранение зазоров.

В зависимости от назначения возможны различные сочетания рабочих граней скольжения и качения [48]. Опоры качения (роликовые, шариковые) можно устанавливать на основных, боковых или вспомогательных гранях, а остальные рабочие грани используются в режиме скольжения (рисунок 2.19). Направляющие, в которых основные грани со скольжением, а боковые – с роликовыми опорами (а, г), устраняют вредные влияния зазоров на положение рабочего органа (объекта регулирования). При консольном расположении ОР (г, д) его масса воспринимается направляющими качения, что обеспечивает низкий коэффициент трения и соответственно небольшую тяговую силу, развиваемую исполнительными двигателями СП

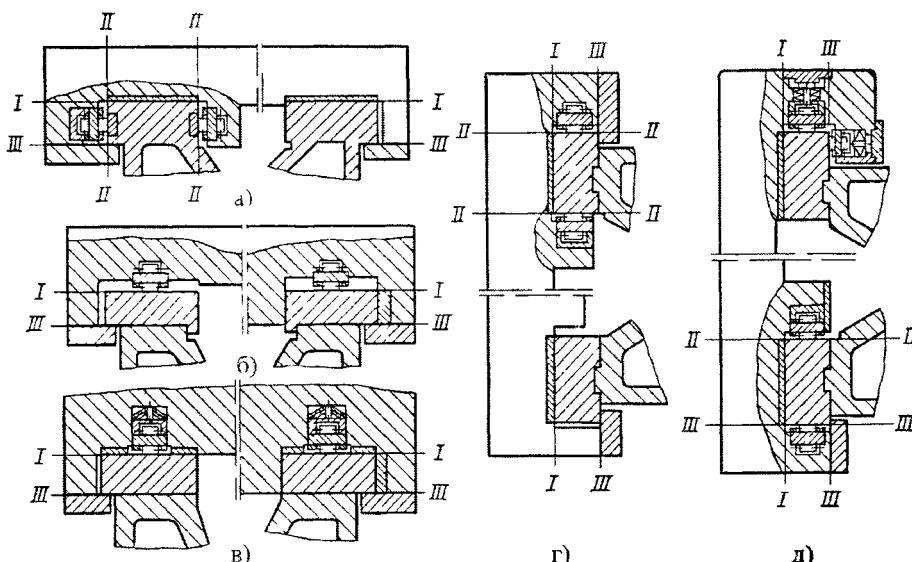


Рисунок 2.19 – Варианты комбинированных направляющих качения-скольжения.

I-I – основные грани; II-II – боковые грани; III-III – вспомогательные грани

Варианты с горизонтальными основными направляющими качения и с боковыми гранями скольжения (б) не устраниют негативное влияние зазоров, но обеспечивают малое трение под нагрузкой от массы подвижного рабочего органа. Горизонтальные направляющие с частичной разгрузкой направляющих скольжения подпружиненными роликовыми опорами (в) улучшают характеристики трения и повышают долговечность направляющих скольжения. Вертикальные направляющие с подпружиненными роликами на вспомогательных гранях (д) обеспечивают устранение зазоров и переориентацию РО при изменении нагрузки.

Сопротивление движению РО при использовании комбинированных направляющих определяется суммарной силой

$$F_{\Sigma} = F_t + T, \quad (2.2)$$

где  $F_t = f_c \cdot N$  – сила трения на гранях скольжения,  $f_c$  – коэффициент трения скольжения;  $N$  – нормальная сила на грани;  $T = (10 + 0,01 \cdot N)$  – сила сопротивления при качении, Н [48].

Жесткость комбинированных направляющих близка к жесткости направляющих качения, а в некоторых случаях выше в 1,5 ... 3 раза.

### 2.2.4. Гидростатические направляющие

Гидростатические направляющие обеспечивают малое сопротивление движению, обладают высокими демпфирующими свойствами, практически не изнашиваются, обеспечивают высокую точность траектории движения, но нуждаются в довольно сложной и дорогой системе питания. Они используются преимущественно в тяжелых станках и в станках с повышенными требованиями к точности обработки. К недостаткам гидростатических направляющих следует отнести и сложность фиксации рабочего органа в заданной точке координаты перемещения.

Направляющие с использованием незамкнутых, открытых гидростатических опор (рисунок 2.20, а, б) [48, 49] применяются в тех случаях, когда нормальная сила  $N$  достаточно велика и приблизительно постоянна (например, создаваемая массой

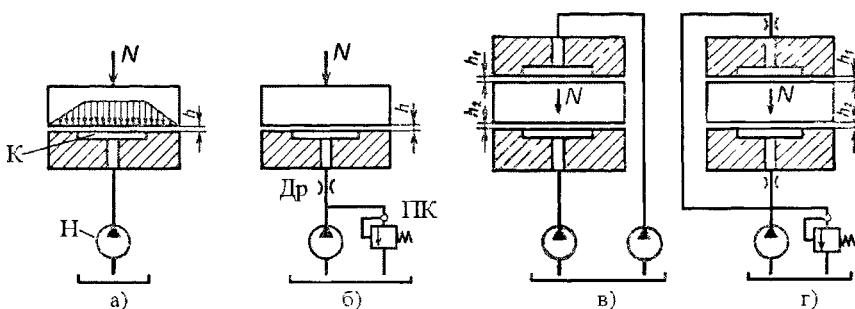


Рисунок 2.20 – Гидростатические опоры: а) открытая с питанием насос – карман; б) открытая с питанием дроссель – карман; в) закрытая с питанием насос – карман; г) закрытая с питанием дроссель – карман

рабочего органа). При значительном изменении нагрузки соответственно меняется жесткость опоры и положение рабочего органа на направляющих, так как жесткость открытых опор прямо пропорциональна  $N$ :

$$j_a = 3 \cdot N / h; \quad (2.3)$$

$$j_b = 3 \cdot (1 - m) N / h, \quad (2.4)$$

где  $j_a, j_b$  – жесткость опор, соответствующих рисункам 2.19, а и б;  $h$  – расчетная величина зазора;  $m = p_k / p_n$  – характеристика дросселя ( $\Delta p$ ):  $p_k$  – давление в кармане (K);  $p_n$  – давление, создаваемое насосом (H).

Закрытые гидростатические опоры способны обеспечить высокую жесткость того же порядка, что и жесткость направляющих качения, но требуют тщательного изготовления и пригонки рабочих поверхностей основных и вспомогательных граней направляющих. Жесткость закрытых гидростатических опор (в, г) может быть представлена в виде

$$j = 3 p_n \cdot S C_J / h_o, \quad (2.5)$$

где  $S$  – расчетная площадь опоры;  $h_o$  – начальный зазор при отсутствии нагрузки;  $C_J = 0,8 \dots 0,9$  – безразмерная характеристика при малых внешних нагрузках

Сравнение характеристик гидростатических опор основных типов, приведенных на рисунке 2.20, позволяет сделать следующие выводы:

- жесткость незамкнутых гидростатических опор связана с величиной внешней нагрузки и может быть достаточно большой только при значительной массе подвижного рабочего органа;

- жесткость замкнутых гидростатических опор в результате повышения давления в карманах может быть доведена до необходимой величины;

- жесткость гидростатических опор с дроссельным регулированием не зависит от вязкости масла и его температурных изменений, в то время как при системе питания насос-карман с изменением вязкости меняется величина зазора в опоре.

Экспериментальные исследования и опыт эксплуатации гидростатических направляющих в станках подтверждают целесообразность применения для этих направляющих карманов, форма которых представлена на рисунке 2.21. Геометрические размеры можно выполнять, учитывая следующие зависимости:

$$\left. \begin{array}{l} a = 0,5a_1; \\ a_1 = 0,5B; \\ a_2 = 2a_1. \end{array} \right\} \quad (2.6)$$

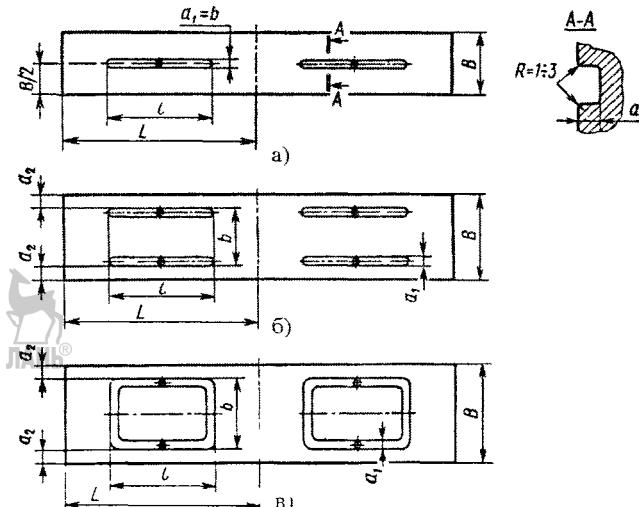


Рисунок 2.21 – Форма карманов для гидростатических направляющих:  
с центральной распределительной канавкой (а); с боковыми распределительными  
канавками (б); с кольцевой распределительной канавкой (в)

Наряду с высокими жесткостью и несущей способностью гидростатические опоры обеспечивают хорошее смазывание и эффективный отвод теплоты от труящихся поверхностей.

## 2.2.5. Аэростатические направляющие

Аэростатические направляющие весьма перспективны для точного позиционирования, поскольку обеспечивают низкое трение при перемещении рабочих органов СП. После выхода рабочего органа в заданную координатную точку и сброса давления воздуха (за время менее 0,1 с) обеспечивается надежная фиксация РО за счет увеличения трения между рабочими поверхностями направляющей.

К недостаткам аэростатических направляющих следует отнести малую нагрузочную способность, невысокое по сравнению с гидростатическими направляющими демпфирование и склонность к отказам из-за причин случайного характера (засорение магистралей и рабочего зазора, отказы системы питания и др.).

Нагрузочная способность аэростатической направляющей может быть повышена при автономной системе питания от отдельного компрессора, а динамические характеристики обеспечиваются за счет минимизации объема воздуха в рабочем зазоре.

Конструктивное оформление аэростатических направляющих (рисунок 2.22) основано на разделении всей рабочей поверхности на несколько карманов (секций) с независимым подводом и распределением воздуха. Карманы и распределительные канавки выполняются небольшими по объему из-за опасности потери устойчивости и самовозбуждения интенсивных колебаний типа пневмомолотка. Обычно

применяются микроканавки треугольного профиля и малой глубины  $t$ , соответствующей условию обеспечения устойчивости, когда объем воздуха в канавке в 4 ... 5 раз меньше объема воздуха в щели опоры, т.е.

$$t \leq \sqrt{0,7 B h}, \quad (2.7)$$

где  $B$  – ширина опоры;  $h$  – величина рабочего зазора [48, 49].

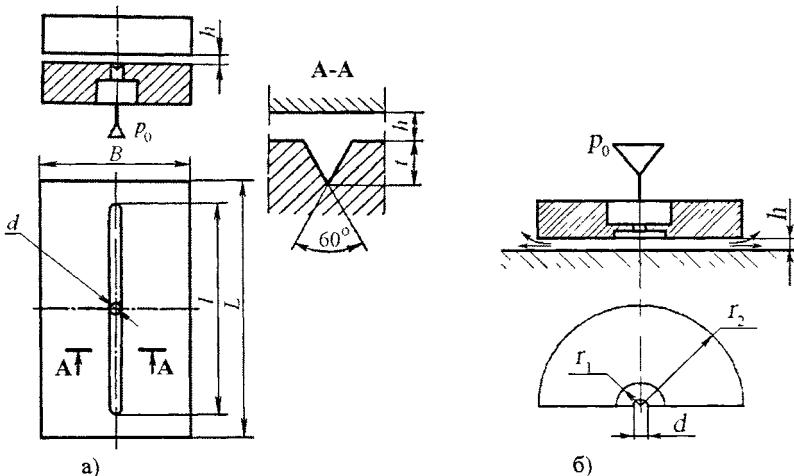


Рисунок 2.22 – Аэростатические плоские опоры: прямоугольная (а), круглая (б)

При значительной ширине опоры  $B$  используют микроканавки замкнутой формы, как в гидростатических опорах (см. рисунок 2.21). Воздух через дросселирующее отверстие  $d = 0,2 \dots 0,8$  мм подается к центру микроканавки под избыточным давлением  $p_0 = 0,2 \dots 0,4$  МПа от пневмосети.

Жесткость незамкнутых плоских аэростатических опор прямоугольной формы  $j_p$  и круглой формы  $j_k$  можно определить, пользуясь приближенными формулами

$$j_p = 0,5 B l p_0 / h \quad \text{и} \quad j_k = 0,5\pi (r_2^2 - r_1^2) p_0 / h, \quad (2.8)$$

где  $B$  – ширина рабочей грани;  $l$  – длина кармана (микроканавки);  $h$  – воздушный зазор;  $p_0$  – давление питания;  $r_1$  и  $r_2$  – радиусы кармана и опоры

Для повышения надежности аэростатических направляющих применяются резервные объемы воздуха (баллоны), которые при случайном отказе системы питания обеспечивают подачу воздуха до тех пор, пока не сработает аварийная аппаратура.

## 2.3. Механические передачи

### 2.3.1. Назначение и основные требования к МП

Механические передачи (МП) предназначены для непосредственного перемещения рабочих органов (объектов регулирования) вдоль направляющих технологического оборудования, т.е. они служат для передачи регулирующего воздействия (приводного усилия) к ОР (см. рисунок 1.2).

Требования, предъявляемые к механическим передачам, связаны главным образом с требованиями точности движения ОР и приведены ниже [49]:

1) обеспечение заданного закона изменения скорости движения или заданного пути перемещения; в подавляющем большинстве технологического оборудования необходимо поддерживать постоянную скорость движения;

2) высокая чувствительность, т.е. способность осуществлять весьма малые перемещения;

- 3) быстродействие всего СП, которое в значительной мере зависит от инерционных и упругих свойств элементов передачи;
- 4) жесткость механической передачи является одной из её важнейших характеристик, влияющих на статические и динамические погрешности движения рабочего органа технологического оборудования;
- 5) отсутствие зазоров, особенно в тех случаях, когда по характеру движения или действия внешней нагрузки имеет место раскрытие этих зазоров.

В СП в качестве механических передач, связывающих валы исполнительных двигателей и рабочие органы (объекты регулирования), могут быть использованы различные преобразователи движения – зубчатые редукторы, зубчато-реечные передачи, червячно-реечные, волновые передачи, шарико-винтовые преобразователи, тросовые, ленточные, цепные, зубчато-ременные, шарнирно-рычажные передачи, гибкие и трубчатые валы, муфты и т.д. Применение тех или иных механических передач определяется назначением СП, конструкцией ОР, типом исполнительного двигателя, требованиями к массе, габаритам, надежности, долговечности и т.д. [40].

В статике указанные механические передачи могут быть охарактеризованы передаточным числом, жесткостью, зоной нечувствительности – мертвым ходом, коэффициентом полезного действия.

На структуру и конструктивные особенности МП следящих приводов влияют тип двигателя, вид перемещения обеспечиваемого рабочим органом (исполнительным звеном), способ взаимного расположения двигателей и соответствующих им рабочих органов, т.е. объектов регулирования.

В таблице 2.3 [47] показано назначение передаточных механизмов при различных сочетаниях исполнительных двигателей и видов движений ОР.

Таблица 2.3 – Назначение передаточных механизмов ПР

№ п/п	Тип двигателя	Вид перемещения исполнительного звена	
		Вращательное В	Поступательное линейное П
1.	Двигатели поступательные линейные (гидро- и пневмоцилиндры), линейные двигатели, магнитострикционные и пьезоэлектрические двигатели	Передачи, преобразующие поступательное движение во вращательное	Передачи отсутствуют или имеются передачи для согласования осей двигателя и исполнительного звена.
2.	Двигатели вращательные низкооборотные механоповоротные гидро- и пневмодвигатели	Передачи отсутствуют или имеется передача для согласования осей двигателя и исполнительного звена	Передачи преобразующие вращательное движение в поступательное
3.	Двигатели вращательные высокооборотные (гидромоторы аксиально-поршневые, пневмомоторы, электродвигатели)	Передачи с большим передаточным числом для согласования скоростей и крутящих моментов двигателя и исполнительного звена	Передачи для преобразования вращательного движения в поступательное с большими передаточными числами

В сочетаниях В2 и П1 передаточные механизмы могут вообще отсутствовать, так как ведущие элементы ИД могут непосредственно связываться с рабочим органом, а в некоторых случаях могут выполнять его функции. Такой вариант является предельным. В некоторых случаях по соображениям компоновки, техноло-

гичности или удобства обслуживания ИД не может быть расположен соосно с рабочим органом и для согласования осей применяют передачи, которые при необходимости могут быть использованы также для согласования скоростей и силовых характеристик ИД и рабочего органа.

Сочетание В1 и П2 характеризуется необходимостью применения передач, преобразующих поступательное движение во вращательное и наоборот. Так, например, в робототехнике применяют передачи для преобразования поступательного движения гидро- или пневмоцилиндра во вращательное движение рабочих органов, в качестве которых используются реечные, цепные, рычажные и зубчато-ременные передаточные механизмы.

Сочетания В3 требует применения редукторов скорости с передаточным числом. В следящих приводах используются зубчатые цилиндрические и конические, червячные, планетарные и волновые редукторы.

Возможность получения большого передаточного числа в одной ступени волнового редуктора позволяет устанавливать ИД соосно с рабочим органом, что предельно упрощает конструкцию СП и делает её компактной.

Сочетание П3 обычно осуществляется в промышленных роботах с помощью передач двух типов: зубчатой передачи колесо – рейка в сочетании с каким-либо из редукторов и винтовых передач, например, сочетание цилиндрического зубчатого редуктора с реечной передачей, сочетание конического редуктора с реечной передачей, червячного редуктора с реечной передачей, червячно-цилиндрического редуктора с реечной передачей и др.

### 2.3.2. Передачи типа «винт – гайка»

Для обеспечения прямолинейного перемещения исполнительных органов технологического оборудования, в том числе и рабочих органов СП, находят широкое применение передачи типов «винт–гайка» скольжения, «винт–гайка» качения, а также гидростатические передачи «винт–гайка».

Более простым по числу элементов являются винтовые передачи скольжения, обладающие свойствами самоторможения, благодаря чему эти передачи находят применение в статически неуравновешенных механизмах.

Винтовые передачи качения имеют высокий КПД, являются безлюфтовыми, однако не имеют свойства самоторможения.

#### 2.3.2.1. Передачи типа «винт – гайка» скольжения

Данный тип передач, обладая определенными достоинствами и, прежде всего простотой конструкции, имеет ряд существенных недостатков: невысокую точность позиционирования перемещаемых объектов регулирования из-за зазоров в паре; низкий КПД (0,2...0,4) вследствие значительного трения; малые скорости перемещения; невысокую износостойкость и др. [35].

К достоинствам передачи типа «винт – гайка» скольжения следует отнести наличие самоторможения, способствующее надежной фиксации подвижного звена СП даже при его вертикальном перемещении.

Материалы ходового винта и гайки должны обеспечивать износостойкость передачи. Для винтов используются азотируемые стали (40ХФА, 18 ХГТ и др.), которые после азотирования на глубину 0,5 мм обеспечивают высокую износостойкость и стабильность размеров. Применяются также стали 7ХГ2ВМ, У10А. Гайки для ходовых винтов прецизионных передач изготавливаются из оловянистых бронз БрОФ10-0,5 или БрОЦ5-5-5, а для хорошо защищенных винтов при повы-

шенных требованиях к точности применяются сплавы типа ЦАМ10-5 и полимерные материалы [49].

Профиль резьбы по соображениям наименьшего трения рекомендуется выбирать прямоугольный, однако он нетехнологичен при изготовлении. Широкое применение получил трапециoidalный профиль резьбы с углом 30°, а в прецизионных технологических системах – 10...20°. С уменьшением угла профиля ослабляется влияние радиального биения винта на точность позиционирования гайки. Конструктивное оформление передач «винт-гайка» скольжения должно обеспечивать простоту изготовления и сборки, высокую осевую жесткость при минимальном числе соединений и рациональное расположение опор ходового винта.

Представленная на рисунке 2.23, а [35] конструкция передачи для перемещения каретки (стола) 3 содержит две полуяйки 2 и 6, входящие в зацепление с ходовым винтом 1. Регулировка зазора в резьбовом зацеплении осуществляется с помощью конуса 4, смешающего полуяйку 2 в осевом направлении относительно полуяйки 6, зафиксированной от осевого смещения с помощью шпонки 5. Конструктивное исполнение (б) отличается тем, что гайка 2, находящаяся в зацеплении с ходовым винтом 1, установлена в каретке 3 с помощью цилиндрического пальца 4, позволяющего ей самоустанавливаться относительно винта. И в первом, и во втором случае приводным элементом является вращающийся винт 1.

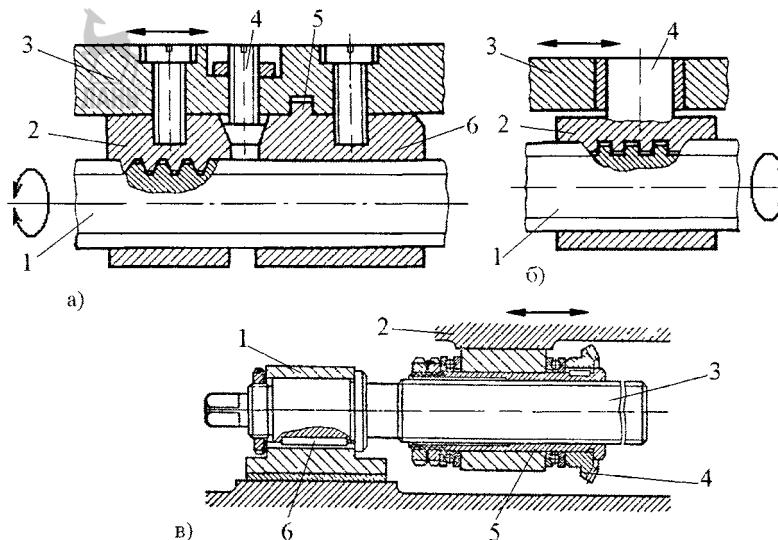


Рисунок 2.23 – Конструкции передач типа «винт – гайка» скольжения

В конструкции передачи (в) приводным элементом является вращающаяся гайка 5, связанная посредством конической шестерни 4 с приводным двигателем и закрепленная на столе 2, а ходовой винт 3 зафиксирован от вращения шпонкой 6 в неподвижной опоре 1.

Устройства для выборки зазоров (рисунок 2.24) [49] чаще всего реализуют либо способ, основанный на осевом смещении одной из полуяек (а), либо на её повороте вокруг своей оси (б). Первый способ может быть реализован путем вращения с помощью шестерни 4 зубчатого колеса 3 с внутренней резьбой, входящей в зацепление с резьбовым хвостовиком полуяйки 2, установленной в отверстии кронштейна стола на шпонке 5. Полуяйка 1 зафиксирована как от вращения, так и от осевого перемещения.

При втором способе (б) полуяйка 1 установлена в корпусе 4 неподвижно, а вторая полуяйка 2, снабженная зубчатым фланцем 3, – с возможностью вращения.

Фиксация её углового положения осуществляется с помощью зубчатого фиксатора  
5. Смещение полуяшек может осуществляться пружинами или гидравлически.

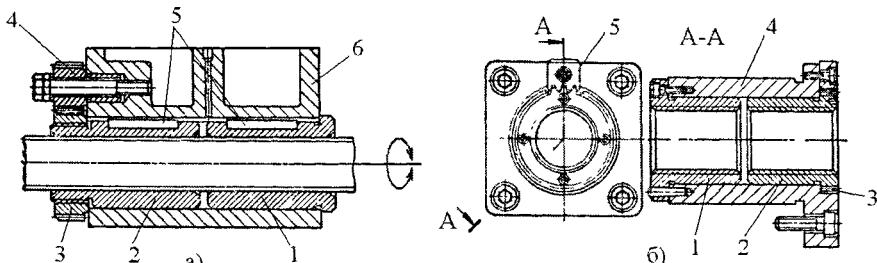


Рисунок 2.24 – Способы регулирования зазоров в резьбовом соединении:  
осевым смещением полуяшек (а) и относительным проворотом полуяшек (б)

Основные схемы расположения опор ходовых винтов представлены на рисунке 2.25 [49]. При расположении подпятников (осевых опор) в непосредственной близости друг от друга (а) снижается вредное влияние температурных деформаций, возникающих при нагреве винта во время его работы и изменяющих расстояние между подпятниками. Расположение подпятников с внешней стороны радиальных опор винта (б) используют в конструкции длинных тяжело нагруженных ходовых винтов для гарантированной работы их на растяжение/сжатие во избежание потери устойчивости при продольном изгибе. Короткие винты могут выполнять с одной комбинированной опорой (г). В технологическом оборудовании с программным управлением применяются две пары подпятников с каждой стороны радиальных опор винта (в). Регулирование натяга в подпятниках обеспечивает их совместную работу, в результате чего повышается жесткость всей передачи «винт – гайка» (рисунок 2.26) при наиболее неблагоприятном положении гайки по длине винта.

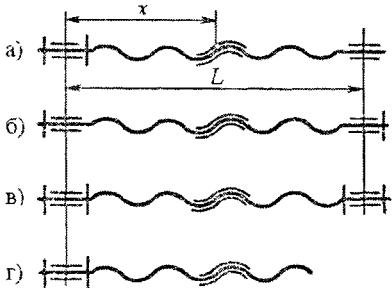


Рисунок 2.25 – Способы установки подпятников к ходовым винтам

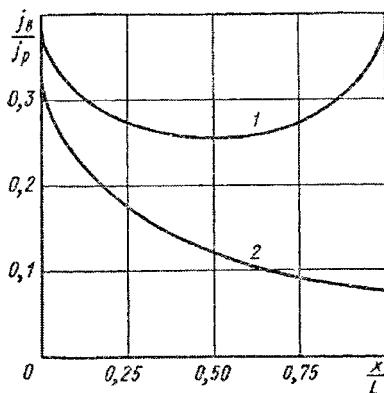


Рисунок 2.26 – Соотношение жесткости винта  $j_e$  и резьбового соединения  $j_p$ :

1 – при двух подпятниках у каждой опоры;  
2 – при двух подпятниках только у одной опоры

Расчет передачи типа «винт-гайка» скольжения предусматривает ограничение допустимых давлений на рабочих гранях резьбы по соображениям износостойкости.

Среднее давление [49]

$$P_{cp} = \frac{Q \cdot t}{\pi d H L z}, \quad (2.9)$$

где  $Q$  – тяговая сила;  $d$  – средний диаметр резьбы;  $H$  – рабочая высота профиля резьбы;  $L$  – длина гайки;  $z$  – число заходов резьбы;  $t$  – шаг резьбы.

Принимая во внимание, что для стандартных трапециевидных резьб  $H=0,5 \text{ t/z}$  и вводя обозначение  $\lambda=L/d$ , выражение (2.9) можно преобразовать к виду

$$d = 0,8\sqrt{Q/\lambda}. \quad (2.10)$$

Допустимые значения средних давлений для передачи типа «винт – гайка» скольжения не должны превышать  $300...1200 \text{ Н/м}^2$ .

Жесткость ходового винта, обусловленная растяжением или сжатием его на рабочей длине между гайкой и подпятником, существенно влияет на общую жесткость всего СП и должна проверяться расчетом (рисунок 2.27).

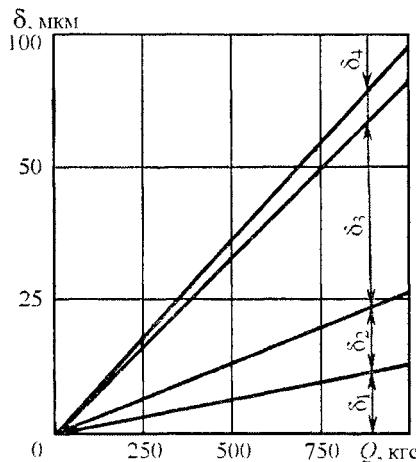


Рисунок 2.27 – Баланс жесткости передачи «винт – гайка»:  
 $\delta_1$  – деформация корпуса подпятника;  $\delta_2$  – деформация подпятника;  
 $\delta_3$  – осевая деформация винта;  $\delta_4$  – деформация резьбового соединения

Искажение шага резьбы при растяжении – сжатии винта

$$\Delta l = \pm \frac{Q \cdot t}{E \cdot F}, \quad (2.11)$$

где  $E$  – модуль упругости материала винта;  $F$  – площадь поперечного сечения (обычно  $F = \pi d^2/4$ ).

Искажение шага не должно превышать некоторой доли (часто принимают одну треть) допуска на разность соседних шагов.

Жесткость стального ходового винта ( $\text{Н/мкм}$ ) [49]

$$j_e = 1600 \frac{d^2}{L_e}, \quad (2.12)$$

где  $d$  – средний диаметр ходового винта, м;  $L_e$  – рабочая длина ходового винта, м.

Длинные ходовые винты, у которых длина рабочего участка в  $7,5...10$  раз превышает диаметр, работающие на сжатие, следует проверять на устойчивость.

Критическое значение тяговой силы

$$Q_{kp} = \frac{\pi^2 E J}{(v L_e)^2}, \quad (2.13)$$

где  $J = \pi d^4/64$  – осевой момент инерции сечения винта;  $v L_e$  – приведенная длина, учитывающая характер заделки концов рабочего участка винта (при шарнирном закреплении концов винта  $v = 1$ , при жесткой их заделке  $v = 0,5$ ).

Потери на трение в передаче «винт – гайка» скольжения определяются главным образом трением на боковых рабочих поверхностях и связаны они с КПД передачи в виде

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)}, \quad (2.14)$$

где  $\lambda$  – угол подъема резьбы по среднему диаметру;  $\rho$  – угол трения, причем  $\operatorname{tg} \rho = 0,05 \dots 0,2$  в зависимости от скорости скольжения.

Долговечность передач «винт – гайка» скольжения в значительной мере зависит от тщательности их защиты от загрязнения. Прецизионные СП снабжаются неподвижными и телескопическими щитами, гармониками и спиральными стальными лентами для защиты ходовых винтов (см. раздел 2.3.7).

В качестве подпятников винта в шариковой винтовой передаче применяют комбинированные упорно-радиальные роликоподшипники (рисунок 2.28, а), обладающие значительно большей радиальной и осевой жесткостью, чем шариковые подпятники, а также двухрядные шариковые радиально-упорные подшипники (б).

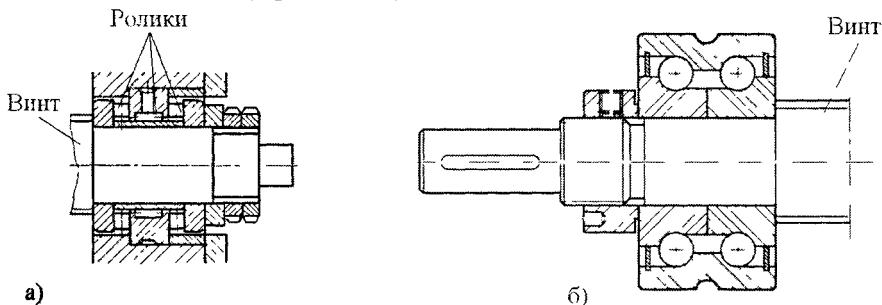


Рисунок 2.28 – Комбинированный упорно-радиальный роликовый подшипник (а) и шариковый двухрядный радиально-упорный подшипник (б)

### 2.3.2.2. Передачи типа «винт – гайка» качения

Достоинствами передачи типа «винт – гайка» качения (рисунок 2.29) являются малое трение, отсутствие зазоров, возможность создания предварительного натяга, высокая жесткость, возможность работы в широком диапазоне температур и скоростей, равномерность движения, высокий КПД (0,9…0,95), удобство в эксплуатации и отсутствие необходимости иметь циркуляционную смазку.



Рисунок 2.29 – Общий вид циркуляционных передач типа «винт – гайка» качения

К недостаткам следует отнести ограниченную исходными погрешностями точность перемещения, наличие в наиболее распространенных конструкциях (циркуляционных) каналов возврата тел качения, а также ограниченная скорость вращения винта (1000…1200 об/мин).

Типовая циркуляционная одногаечная передача качения (рисунок 2.30, а) состоит из винта 1, гайки 2, комплекта шариков 3 и трубчатого канала 4, служащего

для возврата (циркуляции) шариков. При вращении винта шарики катятся по впадинам канавок ходового винта и гайки, перемещаясь в направлении канала возврата 4, который соединяет начало и конец витков резьбы гайки.

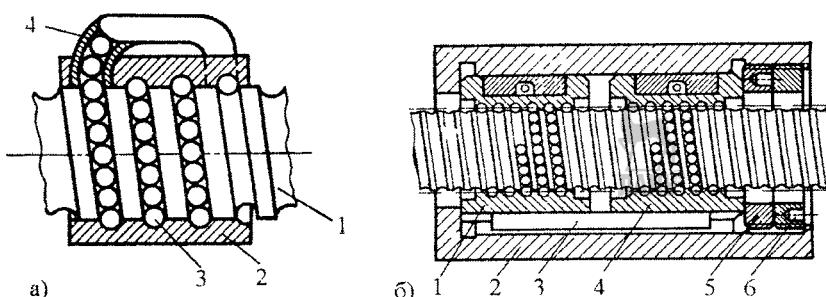


Рисунок 2.30 – Конструкции типовых циркуляционных передач:  
одногаечная (а), двухгаечная (б)

Каналы возврата шариков имеют несколько исполнений: в виде изогнутой трубы; в виде фрезерованного в корпусе гайки паза, закрытого сверху крышкой; в виде просверленных в корпусе гайки отверстий; в крышках, расположенных по торцам корпуса гаек; в специальных вкладышах, которые вставляются в окна гайки и соединяют витки резьбы. В случае длинных гаек каналов возврата может быть несколько (см. рисунок 2.29).

Типовая двухгаечная циркуляционная передача (рисунок 2.30, б), как правило, дает возможность производить регулировку натяга в резьбе. Обе гайки 1 и 4 смонтированы в корпусе 2 с помощью общей шпонки 3 и имеют возможность осевого перемещения. Натяг и стопорение осуществляются гайками 5 и 6.

Профили резьбы винта и гайки способствуют созданию предварительного натяга (рисунок 2.31). При полукруглом профиле резьбы (а) необходимая величина натяга устанавливается путем осевого или углового смещения гаек. Профиль резьбы в форме стрельчатой арки (б) допускает создание предварительного натяга подбором шариков несколько увеличенного диаметра, которые при сборке заполняют рабочее пространство при постоянном натяге.

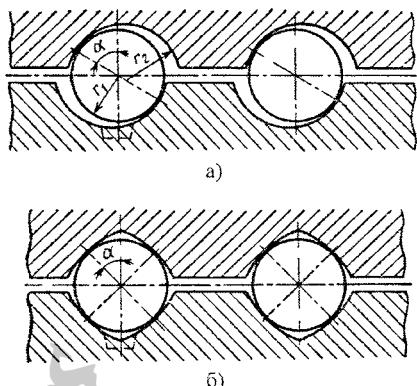


Рисунок 2.31 – Профили резьбы шариковых пар винт – гайка

Регулировать натяг можно с помощью набора тонких прокладок (рисунок 2.32, а) (компенсаторов), устанавливаемых между гайками, с помощью тарельчатых (б) и спиральных (в) пружин. Широкое распространение получила конструкция, в которой гайки снабжаются зубчатыми венцами (г). Венцы гаек входят во внутренние зубцы корпуса. Число зубьев на венце одной гайки отличается от числа зубьев на другой на единицу, например 100 и 101. Число зубьев на венцах кор-

пуса также имеет соответствующее значение – 100 и 101. Регулировка натяга обеспечивается поворотом одной из гаек относительно другой в процессе вывода ее из зацепления с зубцами корпуса. Данная конструкция обеспечивает весьма тонкую регулировку осевого положения гаек. Так, при приведенных выше числах зубьев и шаге резьбы 10 мм, перестановка гаек на один зуб будет соответствовать относительному осевому перемещению гаек на величину, порядка 1 мкм.

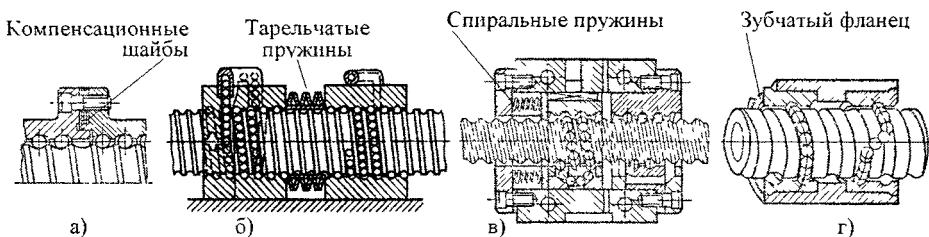


Рисунок 2.32 – Способы создания натяга в передачах «винт – гайка» качения:  
с помощью шайб (а); с помощью тарельчатых (б) и спиральных (в) пружин;  
относительным поворотом гаек (г)

При любых нагрузках величину силы предварительного натяга можно установить, руководствуясь выражением

$$F_n = 0,35 Q_{\text{доп}}, \quad (2.15)$$

где  $Q_{\text{доп}}$  – продольно допустимая осевая сила, действующая на шариковую винтовую передачу, ограниченная статической прочностью и долговечностью.

Величина контактного напряжения ( $\text{Н}/\text{мм}^2$ ) для случая контакта шарика с винтовой канавкой, на основе преобразования известной формулы Герца, может быть представлена в виде

$$\sigma_k = 4,3 \cdot 10^2 \sqrt[3]{N/d_w^2}, \quad (2.16)$$

где  $N$  – статическая нагрузка на один шарик, Н;  $d_w$  – диаметр шарика в мм.

Ограничивающая величину контактного напряжения значением  $\sigma_k \leq 2500$  МПа, можно это условие с учетом формулы (2.16) свести к ограничению для осевой тяговой силы  $Q$  (Н)

$$Q \leq 10 z d_w^2, \quad (2.17)$$

где  $z$  – число шариков, воспринимающих нагрузку.

Жесткость шариковой винтовой передачи влияет на общую жесткость СП и соответственно на точность позиционирования рабочего органа.

Обычно жесткость передачи ( $\text{Н}/\text{мкм}$ ) определяют отношением приращения осевой тяговой силы к соответствующему осевому перемещению за счет податливости соединения винт-гайка:

$$j_w = dQ/d\delta, \quad (2.18)$$

где  $\delta$  – осевая деформация, мкм.

Если далее принять, что осевая деформация создается главным образом силой предварительного натяга, то можно получить выражение для жесткости шариковой винтовой передачи ( $\text{Н}/\text{мкм}$ ):

$$j_w = 2d_w \cdot z, \quad (2.19)$$

где  $d_w$  – диаметр шариков, мм;  $z$  – число рабочих шариков.

Наиболее распространенные конструкции шариковых винтовых передач (рисунок 2.33) выполняются с одной (а) или с двумя (б) парами подпятников.

Пример конструктивного оформления шариковой винтовой передачи станка с ЧПУ представлен на рисунке 2.34 [48].

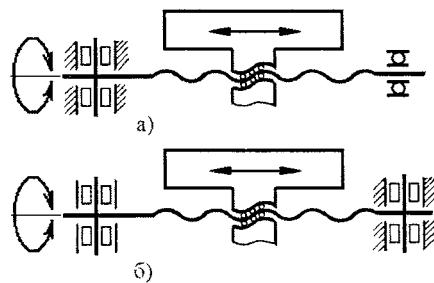


Рисунок 2.33 – Схемы передач с одной парой (а) и двумя парами (б) подпятников

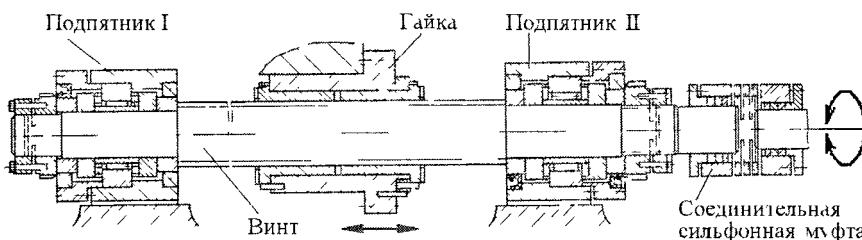


Рисунок 2.34 – Конструкция шариковой винтовой передачи в приводе подач станка с ЧПУ

### 2.3.2.3. Гидростатические передачи типа «винт – гайка»

Создание жидкостного трения на боковых поверхностях резьбы в передачах «винт – гайка» полностью устраниет износ, значительно снижает потери на трение и предотвращает влияние зазоров, которые всегда заполняются смазочной жидкостью. К недостаткам гидростатических передач «винт – гайка» следует отнести сложность системы смазки, ограниченную несущую способность, высокие требования к изготовлению и сборке передачи.

Смазочную жидкость к карманам прямоугольного сечения с ограниченной длиной (к неполным виткам или с неполной длиной резьбы в гайке) подводят через сверления в гайке (рисунок 2.35) [49] Независимый подвод смазочной жидкости через раздельные дроссели  $\Delta p$  к противоположным боковым сторонам профиля резьбы обеспечивает должное восприятие осевой нагрузки. Для обеспечения достаточно большой нагрузочной способности высоту профиля резьбы в гидростатических передачах «винт – гайка» берут примерно в 2 раза больше, чем для стандартных традиционных резьб.

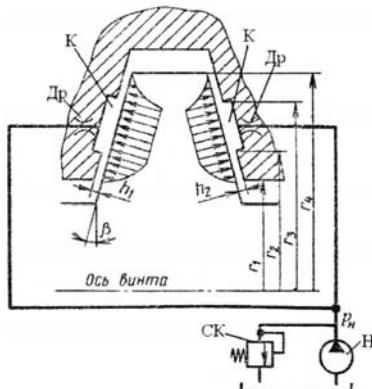


Рисунок 2.35 – Схема гидростатической передачи «винт – гайка»:  
Н – насос, СК – сливной клапан; К – карман; Др – дроссель

Рекомендуемые размеры гидростатических передач типа «винт – гайка» и основные их характеристики приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Основные параметры гидростатических передач типа «винт – гайка»

Наружный диаметр $d_4$ , мм	Шаг резьбы, мм	Высота профиля $H$ , мм	Нагрузочная способность при $p = 3$ МПа, Н	Жесткость $j$ , Н/мкм	Момент трения $M$ , Н·м
40	8	6	$5 \cdot 10^3$	700	0,0027
60	10	8	$10 \cdot 10^3$	1500	0,0147
80	12	10	$16,5 \cdot 10^3$	2500	0,037
100	16	12	$22,5 \cdot 10^3$	3400	0,092
120	20	16	$33 \cdot 10^3$	5000	0,2

Примечание. Нагрузочная способность соответствует давлению  $p_u = 3$  МПа и относительному изменению зазора  $\varepsilon = 0,5$ ; жесткость подсчитана при  $h_{min} = 20$  мкм и  $\varepsilon < 0,3$ ; число витков на длине гайки принято равным 8; момент трения подсчитан для масла индустриальное 45 ( $\mu = 250$  сП – динамическая вязкость при  $t = 20^\circ\text{C}$ ; сП = 1 МПа·с – санти-Пуаз)

**Нагрузочная способность** гидростатической передачи «винт – гайка» может быть определена так же, как и для гидростатических замкнутых направляющих и плоских упорных подшипников на основе уравнения равновесия [49]:

$$F_h = \cos \lambda \cdot \cos \beta \cdot S_{\phi} (p_1 - p_2), \quad (2.20)$$

где  $\lambda$  – угол подъема резьбы по среднему диаметру;  $\beta$  – половина угла профиля;  $S_{\phi}$  – эффективная площадь боковой стороны профиля;  $p_1, p_2$  – давления жидкости в противоположных карманах.

Разность давлений в карманах создается при действии тяговой силы изменением первоначальной величины зазора

$$\varepsilon = \frac{h_0 - h_1}{h_0},$$

где  $\varepsilon$  – относительное смещение витков резьбы винты и гайки.

Имея ввиду, что  $2h_0 = h_1 + h_2$  и вводя характеристику дросселей

$$m = p_0 / p_h,$$

где  $p_0$  – начальное давление в кармане (при  $F_h = 0$ );  $p_h$  – давление от насоса, нагрузочную способность можно привести к виду

$$F_h = \cos \lambda \cdot \cos \beta \cdot p_h \cdot S_{\phi} \cdot C_F(\varepsilon, m), \quad (2.21)$$

где  $C_F(\varepsilon, m)$  – коэффициент нагрузочной способности.

Для приближенных расчетов с учетом влияния погрешностей изготовления резьбы можно пользоваться выражением

$$F_h = \varepsilon \cdot \cos \lambda \cdot \cos \beta \cdot p_h \cdot S_{\phi}, \quad (2.22)$$

причем эффективная площадь зависит от геометрических параметров резьбы:

$$S_{\phi} = \pi z \left( \frac{r_4^2 - r_3^2}{2 \ln \frac{r_4}{r_3}} - \frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \ln \frac{r_2}{r_1}} \right), \quad (2.23)$$

где  $z = L/t$  – число витков на длине гайки;  $r_1, r_2, r_3, r_4$  – радиусы участков на боковой поверхности резьбы (см. рисунок 2.35).

**Жесткость** смазочного слоя гидростатической передачи «винт – гайка» может быть определена с помощью приближенной зависимости

$$j = -3 \frac{p_h \cdot S_{\phi}}{h_0}. \quad (2.24)$$

Минимально достижимая величина бокового зазора в резьбовом соединении  $h_{\min} = 10 \dots 15$  мкм; давление масла целесообразно выбирать в пределах  $p_n = 3 \dots 4$  МПа.

Конструкции гидростатических передач «винт – гайка» должны обеспечивать концентрическое расположение гайки относительно винта.

С этой целью применяются устанавливающиеся гайки 4, центрируемые по винту 1 принудительной посадкой (рисунок 2.36) [49] с помощью колец 6. Центрирование гайки, размещенной в корпусе 3, относительно кронштейнов 5 каретки (суппорта) 2 осуществляется с помощью осевых гидростатических упоров в кронштейнах.

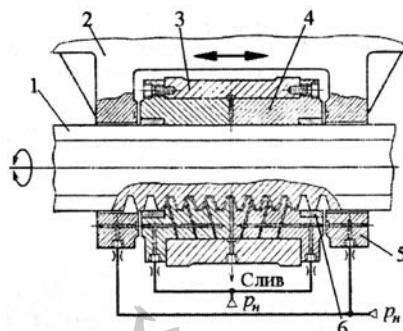


Рисунок 2.36 – Конструкция гидростатической передачи типа «винт – гайка»

### 2.3.3. Гидростатические червячно-реечные передачи

Гидростатические червячно-реечные передачи в отличие от зубчатых реечных передач обладают свойствами, в большей мере приближающими их к гидростатическим передачам типа «винт – гайка». Червяк при этом выполняет функцию короткого винта, а специальная червячная рейка с зубьями, подобными зубьям червячного колеса, является неполной по окружности гайкой.

Главное отличие передачи «червяк – рейка» от пары «винт – гайка» заключается в том, что при меньшей точности движения она способна обеспечить большую жесткость привода, особенно при больших длинах хода, когда жесткость винта может оказаться недостаточной.

На рисунке 2.37 [35] приведена схема гидростатической червячно-реечной передачи, состоящей из рейки 3, червяка 4, упорных подшипников скольжения 1 и 8, имеющих маслораспределители 2 в виде каналов. Смазка к карманам 7 червяка 4 подается через систему каналов 5, 6, 9, выполненных в его корпусе.

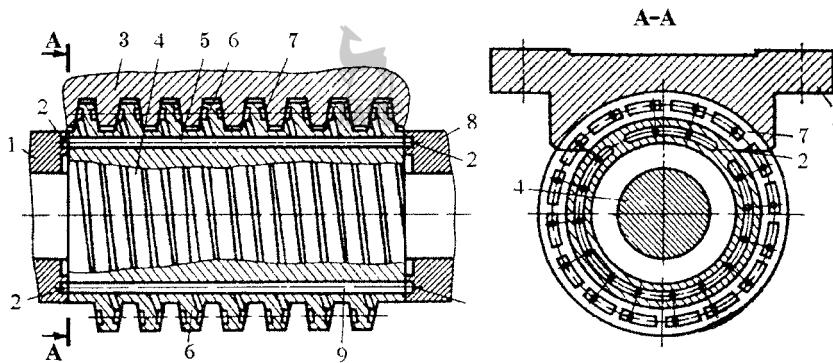


Рисунок 2.37 – Схема гидростатической червячно-реечной передачи

Подвод смазки под давлением в гидростатических передачах червяк-рёйка возможен либо через каналы в корпусе рейки (рисунок 2.38) [49], либо через систему питающих отверстий в теле червяка (рисунок 2.39) [49].

**Несущая способность** гидростатической червячно-реечной передачи может быть определена по формуле

$$F_H = \cos \beta * p_H * S_{\text{эфф}} * \varepsilon, \quad (2.25)$$

где  $\beta$  – половина угла профиля,  $p_H$  – давление жидкости от насоса,  $\varepsilon$  – относительное изменение зазора, которое целесообразно ограничивать значением  $\varepsilon \leq 0,3$ ,  $S_{\text{эфф}}$  – эффективная площадь, рассчитываемая по формуле

$$S_{\text{эфф}} = \frac{\alpha_k}{4} (z - 1) \left( \frac{r_4^2 - r_3^2}{2 \ln \frac{r_4}{r_3}} - \frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \ln \frac{r_2}{r_1}} \right), \quad (2.26)$$

где  $\alpha_k$  – угол кармана,  $z$  – число рабочих витков червяка,  $r_1, r_2, r_3, r_4$  – радиусы, указанные на рисунке 2.39.

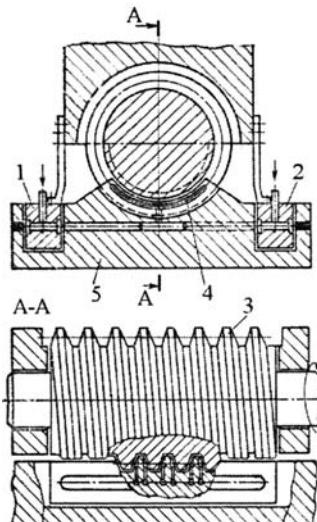


Рисунок 2.38 – Гидростатическая червячно-реечная передача с подводом смазки через рейку: 1, 2 – коллекторы; 3 – червяк; 4 – карман на зубе рейки; 5 – рейка

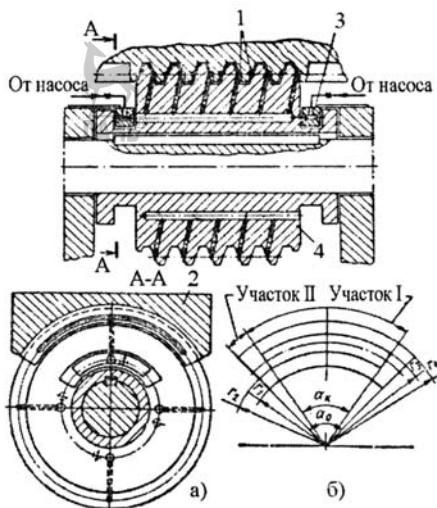


Рисунок 2.39 – Гидростатическая червячно-реечная передача с подводом смазки через отверстия в теле червяка: а) конструкция; б) схема кармана: 1 – карманы на зубьях рейки; 2 – рейка; 3 – коллектор; 4 – червяк

Для определения жесткости данной передачи можно пользоваться зависимостью (2.24) для передачи «винт – гайка» при эффективной площади, соответствующей выражению (2.26).

При  $\alpha_k = 90^\circ$  (рисунок 2.39, б) нагрузочная способность и жесткость червячно-реечной передачи примерно в 4 раза меньше, чем при этих же параметрах передачи «винт – гайка».

### 2.3.4. Роликовая планетарная винтовая передача качения

Передачи данного типа относятся к классу несоосных винтовых передач. Они обладают повышенной жесткостью из-за множественности точек контакта между винтом и резьбовыми роликами, не требуют сложной конструкции для организа-

ции бесконечной циркуляции тел вращения (шариков или гладких роликов), а скорости вращения винта могут достигать 3000 ... 4000 об/мин.

Конструкция винтовой передачи с резьбовыми роликами показана на рисунке 2.40 [47]. Резьбовые ролики 3, входящие в зацепление с ходовым винтом 5 и двумя полугайками 2, установлены в корпусе 7 между двумя упорными кольцами 1 через посредство шариков 4, помещенных в сепараторы 6, обеспечивающие их расположение с одинаковым окружным шагом.

Регулировка осевого зазора в винтовом зацеплении обеспечивается с помощью регулировочных шайб, устанавливаемых между упорными кольцами и торцевыми поверхностями корпуса, механически связанным (на рисунке не показано) с рабочим органом (выходным звеном) СП.

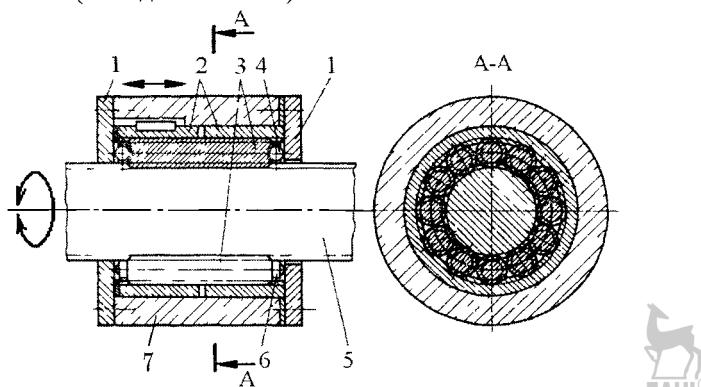


Рисунок 2.40 – Роликовая винтовая планетарная передача



### 2.3.5. Зубчатые передачи

В зубчатых передачах движение передается с помощью зацепления одной или нескольких пар зубчатых колес, встраиваемых в конструкцию приводного механизма (МП) следящего привода.

Достоинствами зубчатых являются: высокая надежность работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей; малые габариты; большой ресурс; высокий КПД; сравнительно малые нагрузки на валы и подшипники; постоянство передаточного числа; простота обслуживания.

К недостаткам следует отнести: относительно высокие требования к точности изготовления и монтажа; шум при больших скоростях и вибрация, которые обусловлены ошибками изготовления профиля и шага зубьев; высокая жесткость, не дающая возможность компенсировать динамические нагрузки.

В зависимости от взаимного расположения геометрических осей валов зубчатые передачи подразделяются на **цилиндрические** с параллельными осями (рисунок 2.41); **конические** – с пересекающимися осями (рисунок 2.42); **винтовые** – с

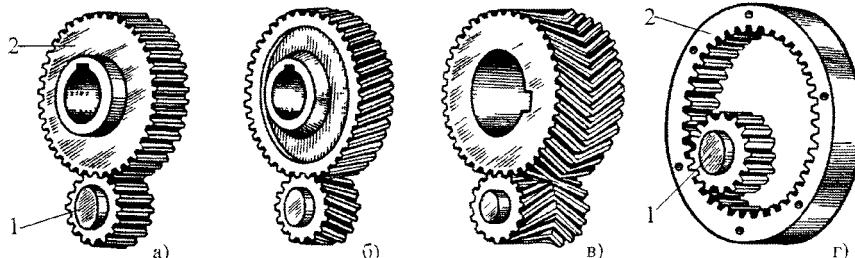


Рисунок 2.41 – Цилиндрические зубчатые передачи: 1 – шестерня; 2 – колесо

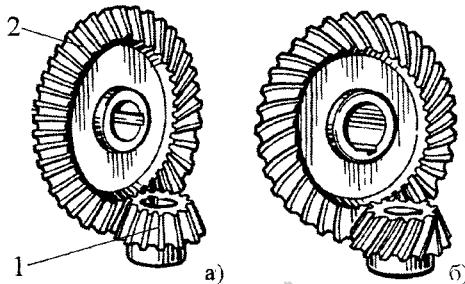


Рисунок 2.42 – Конические зубчатые передачи: 1 – шестерня; 2 – колесо

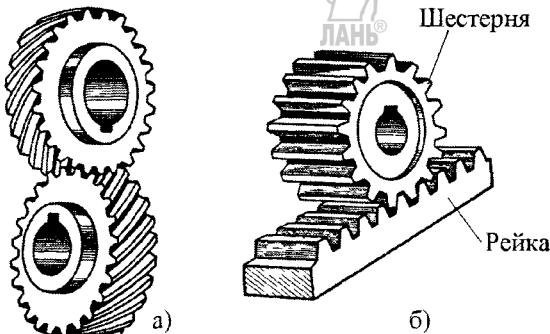


Рисунок 2.43 – Винтовая (а) и реечная (б) передачи

перекрещивающимися осями (рисунок 2.43, а). Винтовые передачи имеют повышенное скольжение в зацеплении и низкую нагрузочную способность.

В зависимости от расположения зубьев на наружной образующей (рисунок 2.41) различают колеса **прямозубые** (а), **косозубые** (б), **шевронные** (в) и с **круговыми зубьями** (рисунок 2.42, б).

В зависимости от взаимного расположения колес зубчатые передачи бывают **внешнего** (рисунок 2.41, а, б, в) и **внутреннего** (г) зацепления.

Для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот применяют **реечную передачу** (рисунок 2.43, б), которая является частным случаем цилиндрической зубчатой передачи. Рейку рассматривают как зубчатое колесо, диаметр которого увеличен до бесконечности.

**Червячные или зубчато-винтовые передачи** (рисунок 2.44, а) применяются для передачи вращательного движения между валами, угол перекрещивания осей которых (в большинстве случаев) составляет  $90^\circ$ . Ведущим является червяк, т.е. короткий винт с трапециoidalной или близкой к ней по форме резьбой, червячное колесо – косозубое.

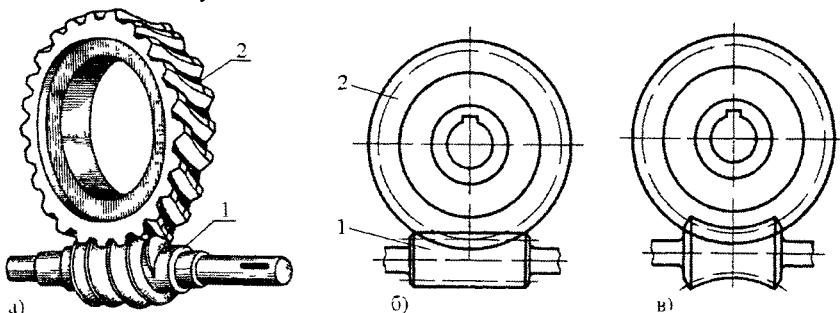


Рисунок 2.44 – Червячные передачи: общий вид (а), с цилиндрическим червяком (б), с глобоидным червяком (в): 1 – червяк; 2 – колесо червячное

Достоинствами червячных передач являются: возможность получения большого передаточного числа в одной ступени (до  $i = 100$ ); компактность и сравнительно небольшая масса; плавность и бесшумность работы; возможность получения самотормозящей передачи, позволяющей избежать применения тормозных механизмов, препятствующих обратному вращению колес; возможность получения точных и малых перемещений.

К недостаткам относят: сравнительно низкий КПД, доходящий до 0,4...0,5, вследствие повышенного скольжения витков червяка по зубьям колеса и значительное в связи с этим выделение теплоты в зоне зацепления; необходимость применения для венцов червячных колес дефицитных антифрикционных материалов; повышенное изнашивание и склонность к заеданию; необходимость регулировки зацепления (средняя плоскость венца червячного колеса должна совпадать с осью червяка).

В зависимости от формы тела червяка (рисунок 2.44) передачи бывают с цилиндрическим (б) или глобоидным (в) червяком. Глобоидная передача имеет повышенный КПД и более высокую (в 1,5 раза) несущую способность, но сложна в изготовлении, сборке и весьма чувствительна к осевому смещению червяка, вызываемому, например, изнашиванием подшипников.

**Планетарные передачи** (рисунок 2.45) характеризуются наличием в их составе зубчатых колес с подвижными осями. Наиболее распространена простая однорядная планетарная передача (а), состоящая из центрального колеса 1 (диаметром  $d_1$ ) с наружными зубьями, неподвижного центрального колеса 3 диаметром  $d_3$  с внутренними зубьями, сателлитов 2 — колес с наружными зубьями диаметром  $d_2$  зацепляющимися одновременно с колесами 1 и 3 (число сателлитов  $c = 3$ ) и водила Н, на котором закреплены оси сателлитов, расположенные на расстоянии  $a_{12}$  от оси центрального колеса 1.

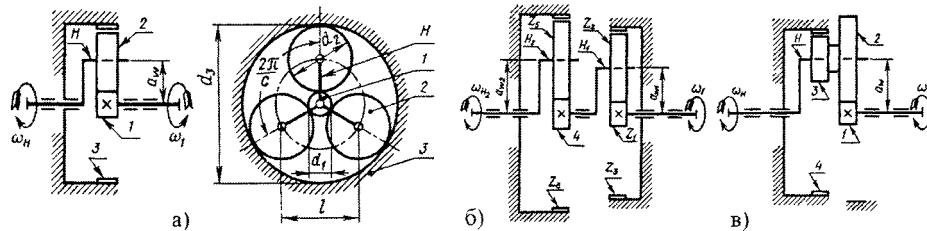


Рисунок 2.45 – Планетарные передачи: однорядная (а), двуступенчатая (б), с двухвенцовыми сателлитами (в)

При неподвижном колесе 3 вращение колеса 1 вызывает вращение сателлита 2 относительно собственной оси, а обкатывание сателлита по колесу 3 перемещает его ось и вращает водило Н. Сателлит, таким образом, совершает вращение относительно водила и вместе с водилом вокруг центральной оси, т.е. совершает орбитальное движение. КПД передачи  $\eta = 0,96 \dots 0,98$  при передаточных числах  $i = 3 \dots 8$ .

**Достоинства** планетарных передач: малые габариты и масса вследствие передачи мощности по нескольким потокам, численно равным числу сателлитов; удобство компоновки в приводах благодаря соосности ведущего и ведомого валов; работа с меньшим шумом, чем в обычных зубчатых передачах; малые нагрузки на валы и опоры, что упрощает конструкцию опор и снижает потери в них; возможность получения больших передаточных чисел при небольшом числе зубчатых колес и малых габаритах.

**Недостатки:** повышенные требования к точности изготовления и монтажа передачи; большое число деталей (подшипников), сложность сборки.

Для получения больших передаточных чисел в силовых приводах технологического оборудования применяются **многоступенчатые** планетарные передачи.

На рисунке 2.45, б передача образована двумя последовательно соединенными однорядными планетарными передачами. Рекомендованное  $i \leq 64$ . При этом КПД передачи  $\eta = 0,92 \dots 0,96$ .

Для планетарной передачи, показанной на рисунке 2.45, в с двухрядным (двуухвенцовыми) сателлитом, при передаче движения от колеса 1 к водилу Н при  $n_4 = 0$ , рекомендованы передаточные числа  $i = 3 \dots 19$ . При этом КПД  $\eta = 0,95 \dots 0,97$ .

Передаточное число для цилиндрических передач рассчитывается с помощью выражения

$$i = \omega_1 / \omega_2 = r_2 / r_1 = \text{const}, \quad (2.27)$$

где  $\omega_1$  и  $r_1$  – соответственно угловая скорость и радиус делительной окружности шестерни;  $\omega_2$  и  $r_2$  – соответственно угловая скорость и радиус делительной окружности колеса.

Для конических передач

$$i = n_1 / n_2 = d_2 / d_1 = z_2 / z_1, \quad (2.28)$$

где  $n_1$ ,  $d_1$  – соответственно число оборотов и внешний диаметр делительной окружности шестерни;  $n_2$ ,  $d_2$  – соответственно число оборотов и внешний диаметр делительной окружности колеса;  $z_1$  и  $z_2$  – соответственно число зубьев шестерни и колеса.

Для планетарной передачи, у которой колесо 3 закреплено в корпусе неподвижно ( $n_3 = 0$ ), колесо 1 является ведущим, а водило Н – ведомым

$$i = n_1 / n_H = 1 + z_3 / z_1, \quad (2.29)$$

где  $n_H$  – частота вращения водила;  $n_1$  – частота вращения зубчатого колеса 1;  $z_1$  и  $z_3$  – соответственно число зубьев колес 1 и 3.

**Волновые передачи** – это механические передачи, в которых вращение передается за счет перемещения волны деформации упругого гибкого звена. Основное применение имеют **зубчатые волновые передачи** с механическими генераторами волн деформации и цилиндрическими колесами.

Конструктивная и кинематическая схемы **одноволновой передачи** приведены на рисунке 2.46, а, б.

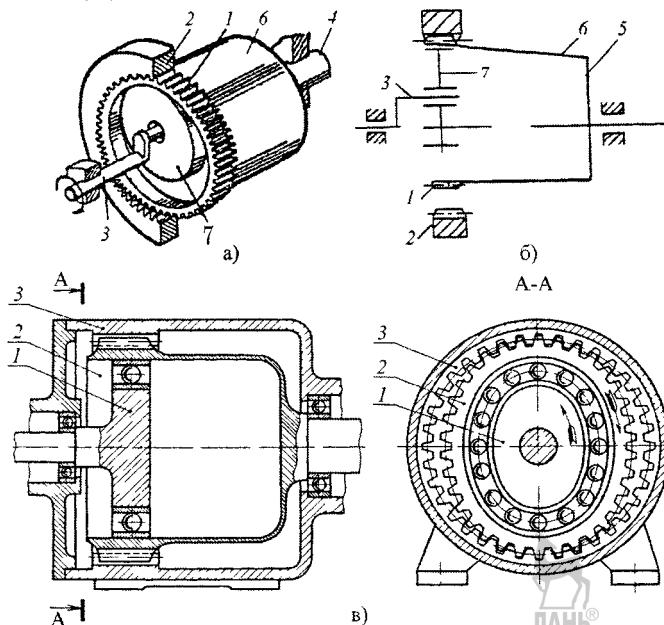


Рисунок 2.46 – Конструктивная (а) и кинематическая (б) схемы одноволновой передачи, двухволчная передача (в)

В этой передаче внутреннее зубчатое гибкое колесо 1 выполнено тонкостенным, за одно целое со стаканом 6. Оно деформируется и поджимается к неподвижному жесткому колесу 2 с помощью ролика 7, установленного на ведущем валу 3.

Передача движения от зубчатого венца колеса 1 к выходному валу 4 осуществляется за счет упругой связи тонкостенного стакана 6 с жестким дном 5.

**Двухволновая передача** (рисунок 2.46, в) содержит врачающийся генератор волн деформации 1 в виде фланца овальной формы с установленным на нем гибким шарикоподшипником, наружное кольцо которого находится в контакте с гибким зубчатым колесом 2, находящимся в зацеплении с зубьями жесткого колеса 3. Гибкое колесо деформируется так, что на концах большой оси овала зубья его зацепляются с зубьями жесткого колеса на полную рабочую высоту, образуя две зоны зацепления. На малой оси овала зубья колес не зацепляются, их вершины расположены друг против друга.

Разность в числе зубьев жесткого и гибкого колес выбирается равной числу волн деформации. При вращении генератора волн 1 против часовой стрелки (см. рисунок 2.46, в) гибкое колесо 2 будет вращаться в противоположную сторону.

Передаточное число двухволновой одноступенчатой волновой передачи [41]

$$i = \frac{z_2}{z_3 - z_2} = \frac{z_r}{z_k - z_r}, \quad (2.30)$$

где:  $z_2$  ( $z_r$ ) – число зубьев на гибком колесе (ведомом);  $z_3$  ( $z_k$ ) – число зубьев на жестком колесе (неподвижном).

Основными преимуществами зубчатых волновых передач являются следующие:

1. Возможность получения больших передаточных чисел при сравнительно малых габаритах и малом весе.

В одноступенчатой передаче с электроприводом можно получить передаточное число от 60 до 250, при КПД  $\eta = 0,8 \dots 0,9$ .

В двуступенчатой волновой передаче можно обеспечить передаточное число до  $2 \cdot 10^5$ , но при этом снижается КПД.

2. Способность передавать большие нагрузки, так как в зацеплении одновременно находится до 1/3 всех зубьев.

3. Возможность передачи движения в герметизированное пространство без применения уплотнений.

4. Малая кинематическая погрешность вследствие двухзонности и многопарности зацепления.

5. Небольшие нагрузки на валы и опоры вследствие симметричности конструкции.

6. Работа с меньшим шумом.

**Недостатки:** сложность изготовления гибкого колеса и генератора; ограничение частоты вращения вала генератора при больших диаметрах колес; возникновение вибраций; высокий момент трогания с места, что ограничивает их применение для маломощного СП; непостоянство мгновенного передаточного числа при применении генератора волн свободной деформации.

### 2.3.6. Зубчато-ременные передачи

Зубчато-ременная передача работает по принципу зацепления. Зубчатое зацепление ремня со шкивом устраниет скольжение и необходимость в большем предварительном натяжении ремня, что свойственно ременным передачам с плоскими и клинообразными ремнями, уменьшает влияние угла обхвата (межкосевого рас-



стояния) на тяговую способность, позволяя тем самым уменьшить габариты передачи и обеспечить получение больших передаточных чисел.

При работе зубья ремня 3 входят во впадины соответствующего профиля на шкивах 1 и 2 (рисунок 2.47).

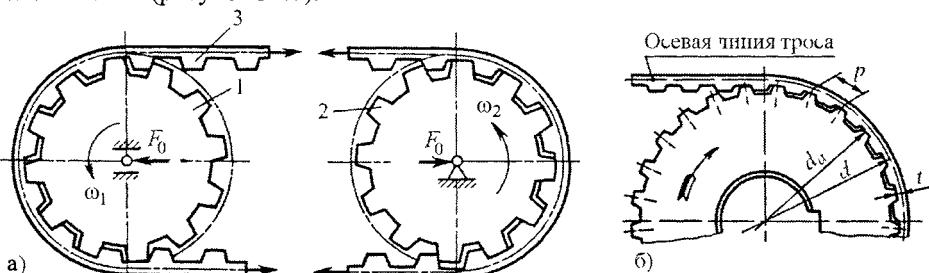


Рисунок 2.47 – Схемы зубчато-ременной передачи (а) и относительного расположения зубьев ремня и шкива (б):  $d_a$  – диаметр вершин зубьев шкива;  $d$  – диаметр расположения ремня;  $t$  – расстояние от оси ремня до впадины ремня

**Достоинства** зубчато-ременных передач: постоянное передаточное число, что особенно важно для СП; малое межосевое расстояние; небольшие нагрузки на валы и подшипники, большое передаточное число ( $i \leq 12$ ); низкий уровень шума и отсутствие динамических нагрузок вследствие эластичности ремня и упругости его зубьев; высокий КПД передачи  $\eta = 0,94 \dots 0,98$  [21].

К недостаткам можно отнести сравнительно высокую стоимость, чувствительность к отклонению от параллельности осей валов.

Передаваемая зубчатым ремнем мощность – до 100 кВт, скорость ремня – до 60 м/с.

В зависимости от способа изготовления зубчатые ремни выпускают двух видов: сборные и литые.

**Сборные ремни** состоят из несущего слоя (металлокорда или стеклокорда), резины (или неопрена) и тканевого покрытия на зубчатой поверхности, свулканизированных в одно целое. Отличаются от литых более высоким качеством.

**Литые ремни** состоят из металлокорда, резины (или полиуретана) и не имеют тканевого покрытия.

Металлокорд представляет собой стальные тросы диаметром 0,36 или 0,75 мм, стеклокорд – крученые нити диаметром 0,35…1,1 мм из стекловолокна. Зубья ремня имеют трапециoidalную форму с углом  $\gamma$  профиля 50° и 40° (рисунок 2.48, а) или полукруглую (б) форму. Полукруглый профиль обеспечивает плавный вход зубьев в зацепление, равномерно распределяет напряжение в ремне, повышает передаваемые нагрузки на 40 %.

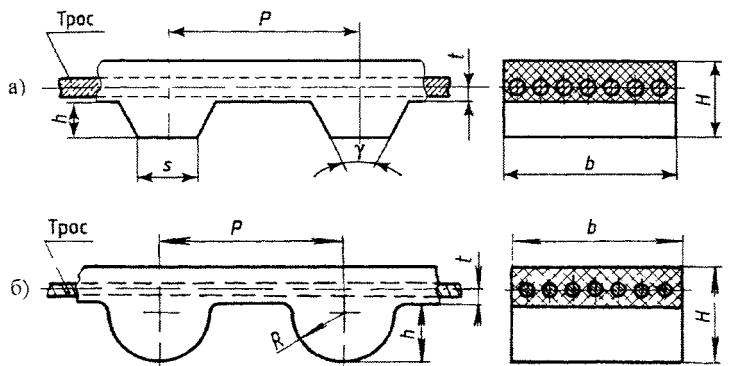


Рисунок 2.48 – Зубчатый ремень с зубьями трапециoidalной (а) и полукруглой (б) формы



Ремни с трапецидальной формой зуба выпускают с модулем 1...10 мм, ремни с полукруглой формой зуба – с модулем 3, 4 и 5 мм. Параметры ремней с трапецидальной формой зуба и модулем  $m$  от 2 до 10 мм приведены в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Основные параметры зубчатого ремня с трапецидальным профилем зубьев

Параметры	Модуль $m$ , мм					
	2	3	4	5	7	10
Шаг ремня $p = \pi m$ , мм	6,28	9,42	12,57	15,71	21,99	31,42
Общая толщина ремня $H$ , мм	3,00	4,0	5,0	6,5	11,0	15,0
Высота зуба $h$ , мм	1,5	2,0	2,5	3,5	6,0	9,0
Наименьшая толщина зуба $s$ , мм	1,8	3,2	4,4	5,0	8,0	12,0
Угол профиля зуба $2\beta$ , град	50	40	40	40	40	40
Диаметр троса $d_{tr}$ , мм	0,36	0,36	0,36/0,65	0,65	0,65	0,65
Ширина ремня $b$ , м	8; 10;	12,5;	20; 25;	25; 32;	50; 63;	50; 63;
	12,5	16; 20	32; 40	40; 50	80	80
Расстояние от оси троса до впадины ремня $t$ , мм	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8
Допускаемая удельная окружная сила $[q_o]$ , Н/мм	5	10	15/20	35	40	60

Необходимая ширина ремня из условия тяговой способности

$$b = F_T / [q_o]_n, \quad (2.31)$$

где  $F_T = 10^3 P/V$  – передаваемая окружная сила, Н;  $P$  – передаваемая мощность, кВт;  $[q_o]_n$  – допускаемая удельная окружная сила, Н/мм;  $V$  – скорость ремня, м/с.

Полученное в результате значение  $b$  округляют в сторону одного из чисел ряда: 5, 8, 10, 12,5, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200 мм.

Диаметр делительной окружности шкива

$$d_{d,o} = m \cdot z, \quad (2.32)$$

где  $m$  – модуль зубьев, мм;  $z$  – число зубьев.

Модуль зубьев

$$m = p/\pi, \quad (2.33)$$

где  $p$  – шаг зубьев ремня, мм.

Предварительное натяжение ремня (см. рисунок 2.47)

$$F_o = F_y \cdot b + q_m \cdot b \cdot v^2, \quad (2.34)$$

где  $F_y$  – удельное натяжение, Н/мм: для  $m = 2\dots 7$  мм,  $F_y = 1,0\dots 6,0$  Н/мм;  $q_m$  – масса 1 м ремня шириной 1 мм, кг/(м·мм): для  $m = 2\dots 7$  мм;  $q_m = 0,003\dots 0,008$  кг/(м·мм).

Из условия долговечности ремня число зубьев меньшего шкива  $z_{min}$  принимается в зависимости от модуля: для  $m = 2$ ,  $z_{min} = 10$ ; для  $m = 7$ ,  $z_{min} = 18$ .

Из условия равнопрочности зубьев ремня на срез и тросов на растяжение рекомендуется принимать число зубьев, одновременно находящихся в зацеплении с зубьями шкива меньшего диаметра  $z_o \geq 6$ .

Средний ресурс зубчатых ремней в эксплуатации – 3000...5000 часов.

Ширина шкива

$$B = b + m. \quad (2.35)$$

На торцах обода малого шкива выполняют реборды (рисунок 2.49), удерживающие ремень от бокового сползания, а в передачах с вертикальным расположением валов при  $i \geq 3$  реборды выполняют на обоих шкивах.

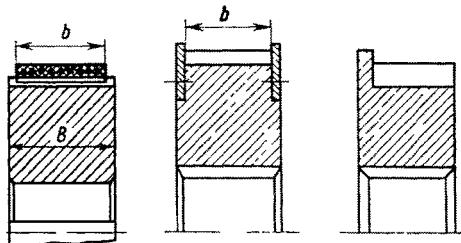


Рисунок 2.49 – Форма шкивов



### 2.3.7. Защитные устройства для направляющих и механических передач

Для надежной работы направляющих и механических передач необходимы защитные устройства, предохраняющие от попадания на их рабочие поверхности грязи, мелкой стружки и абразивной пыли.

При отсутствии защитных устройств в направляющих смешанного трения скорость изнашивания возрастает в несколько раз. Применение простейших неподвижных козырьков в станках токарной группы уменьшает износ направляющих в 1,5...2 раза.

Попадание грязи на рабочие поверхности гидростатических направляющих и механических передач приводит к их повреждению. Направляющие и передачи качения еще в большей мере, чем направляющие скольжения, чувствительны к загрязнению.

На рисунке 2.50 представлены основные типы защитных устройств для направляющих и механических передач и пример конструкции резино-металлического уплотнения этих устройств.

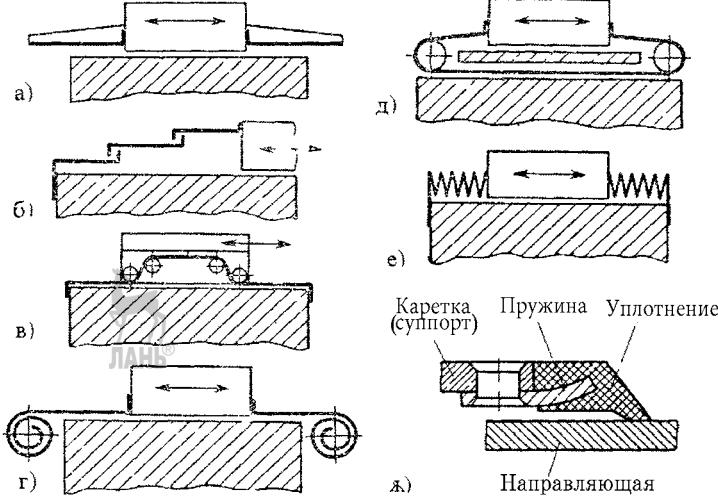


Рисунок 2.50 – Основные типы защитных устройств для направляющих:

- а) щитки; б) телескопические щитки; в) – д) лента; е) гармоникообразные меха;  
ж) резино-металлическое уплотнение

### 2.3.8. Соединительные муфты механических передач СП

В электрических СП для соединения приводных электродвигателей с механическими передачами типа «винт-гайка» применяются упругие муфты, компенсирующие ошибки изготовления и сборки и снижающие тем самым их вредное

влияние на точность позиционирования выходного звена (каретки, суппорта и т.п.).

В качестве упругих компенсаторов в этих муфтах используются тонкостенные гофрированные элементы – сильфоны (рисунок 2.51), имеющие высокую жесткость в окружном направлении и упругую податливость в осевом направлении, позволяющую компенсировать относительное осевое и угловое смещение валов. Примеры конструктивного исполнения сильфонных муфт показаны на (б) и (в).

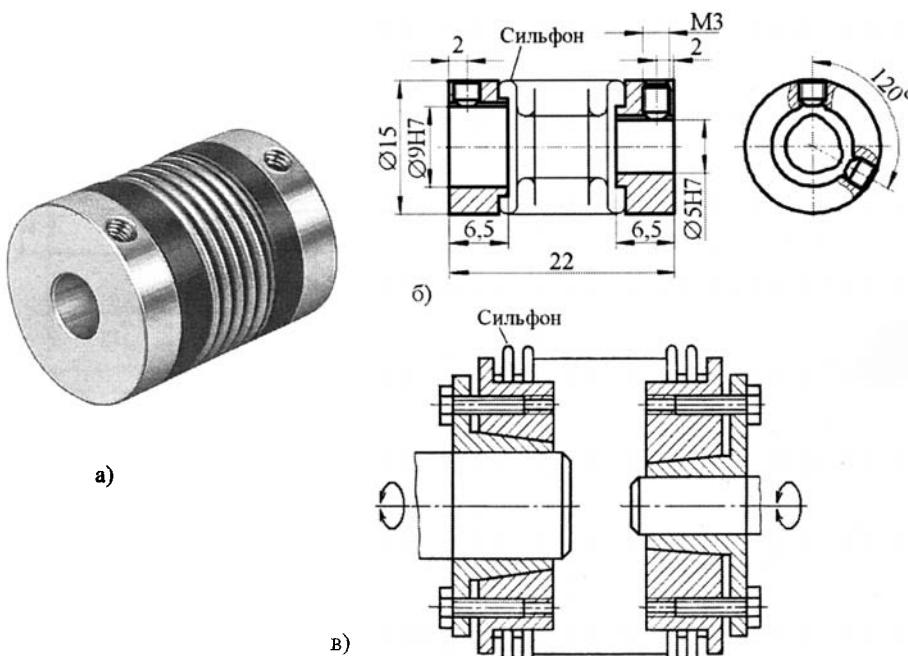


Рисунок 2.51 – Соединительные сильфонные муфты:  
общий вид (а), неразборная (б) и разборная (в)

Высокая жесткость сильфонных муфт в окружном направлении обеспечивает синхронное перемещение двух независимых рабочих органов – кареток механизмов передачи типа «винт-гайка» от одного приводного двигателя вращательного движения при создании, например, манипуляционных механизмов порталовых промышленных роботов (рисунок 2.52).

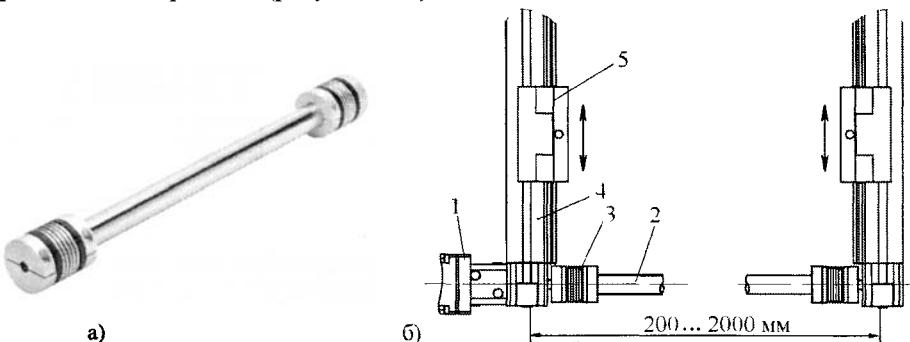


Рисунок 2.52 – Трансмиссия на основе сильфонных муфт для обеспечения синхронного перемещения двух рабочих органов (кареток): общий вид (а), пример использования (б):

1 – исполнительный двигатель, 2 – трансмиссия, 3 – сильфонная муфта;

4 – винтовая передача, 5 – каретка

Представленная на рисунке 2.53 упруго-кулачковая муфта типа KSE-40 (Festo) предназначена для беззазорной силовой передачи крутящего момента приводного электродвигателя на входной вал передаточного механизма электромеханического СП. Она состоит из двух кулачковых алюминиевых полумуфт 1 и 3, между которыми размещена звездочка из полиуретана 2. Закрепление полумуфт на валах осуществляется с помощью винтов 4 диаметром  $M 8 \times 25$ . Масса муфты – 0,139 кг, собственный момент инерции – 42,3 кг  $\text{мм}^2$ , передаваемый крутящий момент – 19,8 Н·м (для диаметров валов, указанных на рисунке 2.53, в).

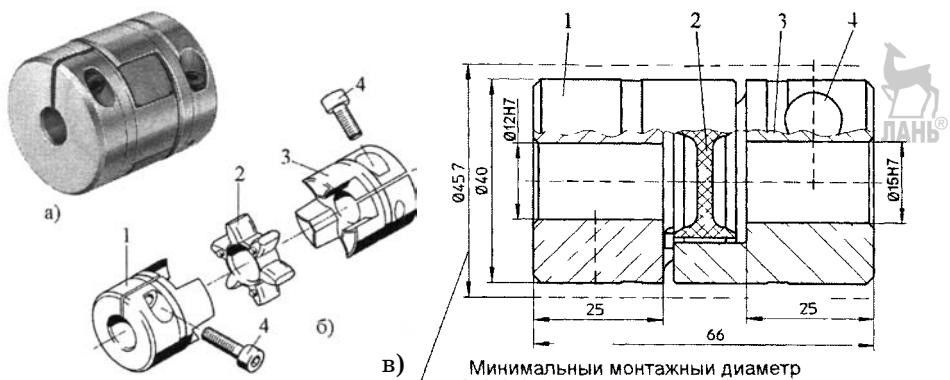


Рисунок 2.53 – Упруго-кулачковая муфта типа KSE-40 (Festo):  
внешний вид (а), составные элементы (б), размерные параметры (в)

В тех случаях, когда конструктивное исполнение передаточного механизма СП, вместо входного элемента в виде вала предусматривает наличие входного фланца с отверстием, передача крутящего момента от вала приводного электродвигателя осуществляется с помощью упруго-кулачковой муфты, показанной на рисунке 2.54. Она включает в себя полумуфты 1, 3, упругую полиуретановую звездочку 2, винт 4 с внутренним шестигранным отверстием под ключ и разжимной конус 5, размещенный в коническом отверстии хвостовика полумуфты в виде цанговой оправки.

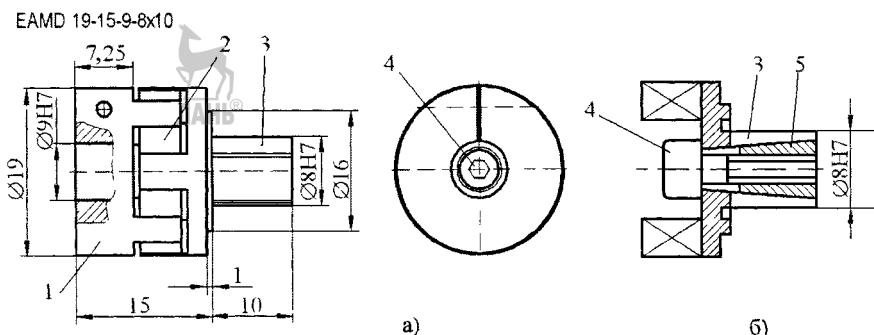


Рисунок 2.54 – Упруго-кулачковая муфта с разжимной полумуфтой типа EAMD:  
размерные параметры (а), конструкция разжимной полумуфты (б)

Диаметр цанги соответствует диаметру отверстия фланца передаточного механизма.

Для передачи вращательных моментов от 63 до 10000 Н·м применяют муфты с резиновой конусной шайбой (рисунок 2.55). Муфта состоит из двух дисковых полумуфт 1, соединенных с резинометаллическим упругим элементом 2 с помо-

щью винтов 4. Упругий элемент 2 образован двумя стальными коническими дисками с привулканизированной или приклеенной к ним резиновой шайбой.

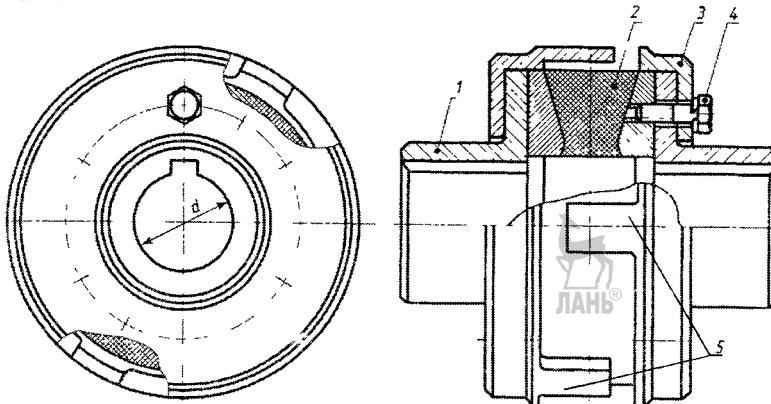


Рисунок 2.55 – Муфта упругая с резиновой конусной шайбой

Коническая форма торцов резиновой шайбы обуславливает равномерное распределение касательных напряжений в резине при действии врачающего момента, а скругления на внутренней части металлических дисков снижают напряжения при радиальном смещении валов. Центрирующие кольца 3 с двумя кулачками 5 на торце каждого кольца способствуют центрированию упругого элемента 2.

Муфты предназначены для диаметров валов  $d = 35 \dots 210$  мм.

#### 2.4. Редукторы

**Редуктором** называют механизм, выполненный в виде самостоятельного агрегата, предназначенного для понижения частоты вращения ведущего вала и увеличения врачающего момента на ведомом валу.

Редуктор состоит из зубчатых или червячных передач, установленных в отдельном герметическом корпусе, что принципиально отличает его от зубчатой или червячной передачи, встроенной в исполнительный механизм следящего привода.

Редукторы классифицируют по типам, типоразмерам и исполнениям. Широкое применение редукторов в различных механизмах обуславливает большое число их разновидностей (рисунок 2.56).

**Одноступенчатые** цилиндрические редукторы (а) применяют при передаточных числах  $i \leq 6,3$ . Большинство таких редукторов имеют косозубое зацепление.

**Двуступенчатые** цилиндрические редукторы выполняют по развернутой (б) и (в), раздвоенной (г) и сосновой (д) схемам. Диапазон  $i = 6,3 \dots 50$ .

**Цилиндрические трехступенчатые** редукторы выполняют по развернутой или раздвоенной схеме при  $i = 31,5 \dots 250$ .

**Конические редукторы** (е) выполняют с круговыми зубьями при передаточном числе  $i \leq 5$ . Коническо-цилиндрические редукторы (ж) независимо от числа ступеней выполняют с быстроходной конической ступенью.

**Червячные** редукторы чаще применяются в одноступенчатом исполнении (и-л) с передаточным числом  $i = 8 \dots 63$ . Для приводов тихоходных машин применяют червячно-цилиндрические (з) или двуступенчатые (м) редукторы.

**Мотор-редукторы** (рисунок 2.57) представляют собой объединенные в одно целое фланцевый высокоскоростной электродвигатель и редуктор, служащий для повышения врачающего момента. Они экономичнее, имеют более высокий КПД и пусковой момент, чем обычные тихоходные высокомоментные электродвигатели.

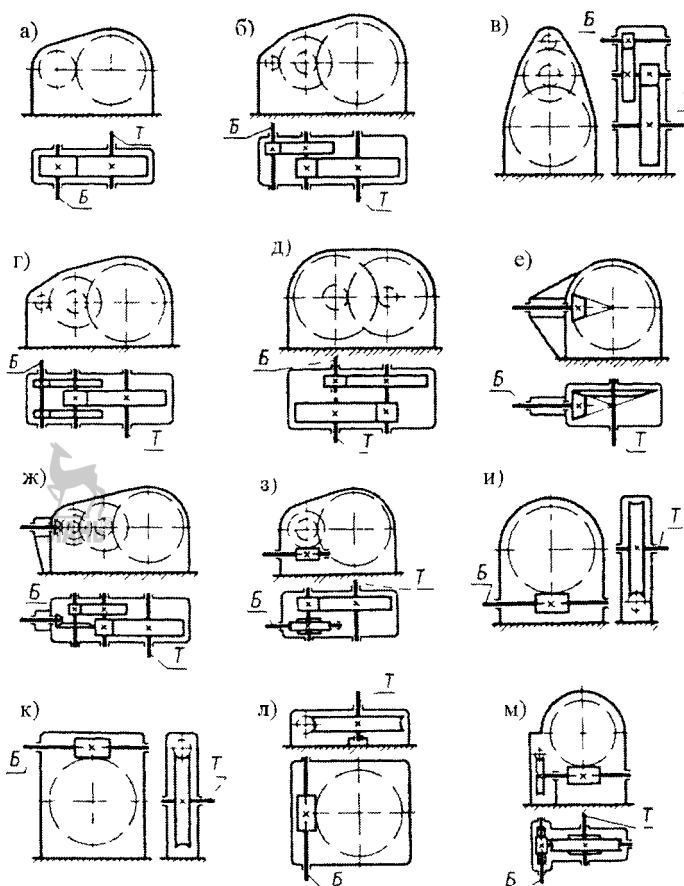


Рисунок 2.56 – Кинематические схемы редукторов:  
Б – быстроходный вал; Т – тихоходный вал

**Типоразмер редуктора** определяется типом и главным размером (параметром) тихоходной ступени. Для цилиндрических, червячных и глобоидных передач главным параметром является межосевое расстояние; для конической – внешний делительный диаметр колеса; для планетарной – радиус водила; для волновой – внутренний диаметр гибкого колеса в недеформированном состоянии. Другими параметрами являются модуль зубчатых колес, угол наклона зубьев, число зубьев червяка.

**Исполнение редуктора** определяют передаточное число, вариант сборки и форма концевых участков валов (цилиндрическая, коническая).

Показателем технического уровня редуктора является **удельная масса** – отношение массы (кг) редуктора к номинальному врачающему моменту ( $\text{Н}\cdot\text{м}$ ) на выходном валу. Чем меньше этот параметр, тем выше технический уровень редуктора.

Пример конструктивного решения цилиндрического одноступенчатого редуктора показан на рисунке 2.58.

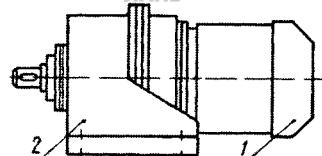


Рисунок 2.57 – Мотор-редуктор:  
1 – электродвигатель; 2 – редуктор

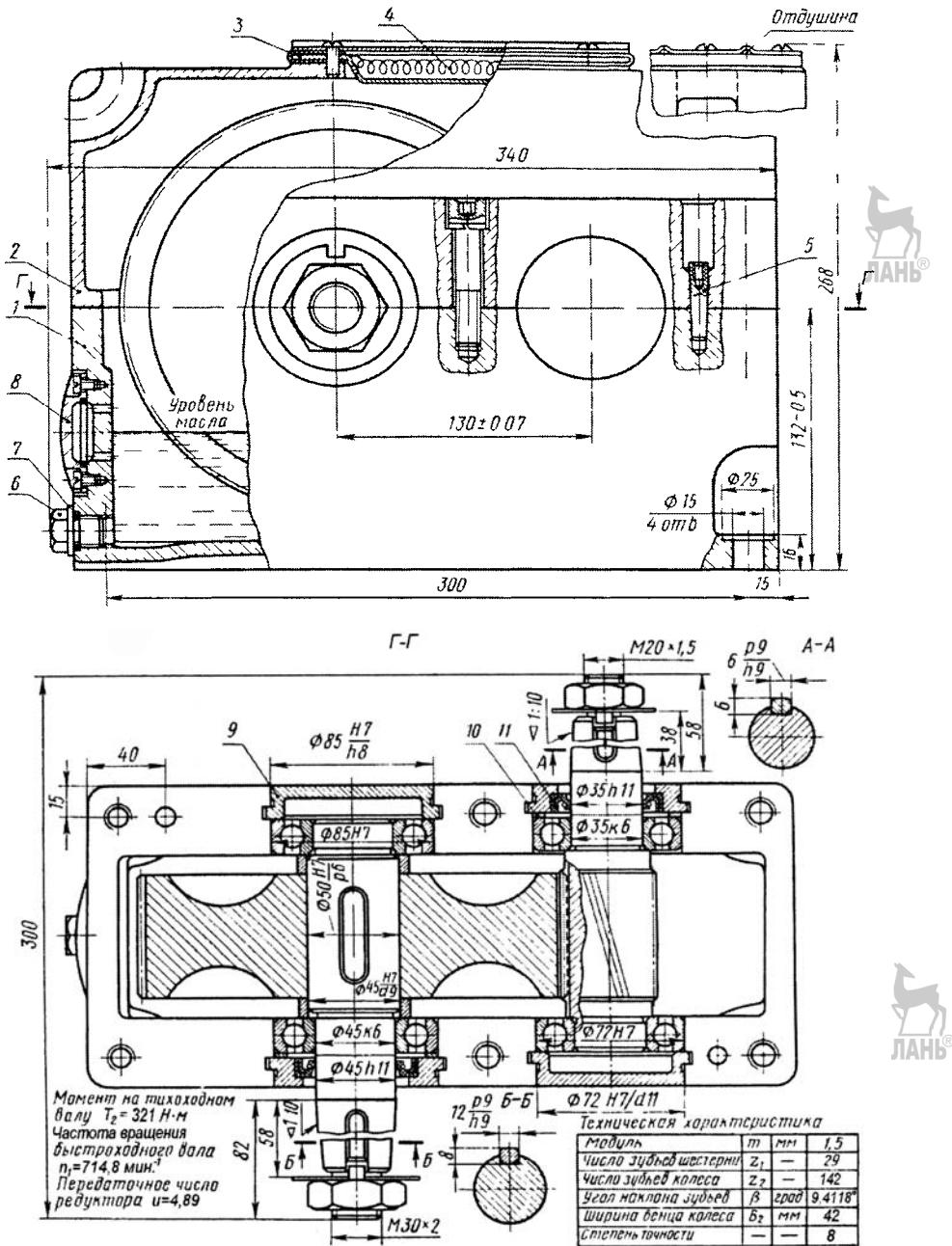


Рисунок 2.58 – Редуктор цилиндрический одноступенчатый:

1 – корпус; 2 – крышка корпуса; 3 – крышка смотрового люка с отдушиной; окантованная с двух сторон привулканизированной резиной; 4 – фильтр из тонкой проволоки; 5 – установочный штифт конический; 6 – пробка маслослива; 7 – уплотняющая прокладка (кольцо) из маслостойкой резины; 8 – маслоуказатель; 9 – крышка подшипника закладная; 10 – компенсаторное кольцо; 11 – манжетное уплотнение

Конструкция планетарного редуктора, выполненного по схеме на рисунке 2.45.а, приведена на рисунке 2.59.

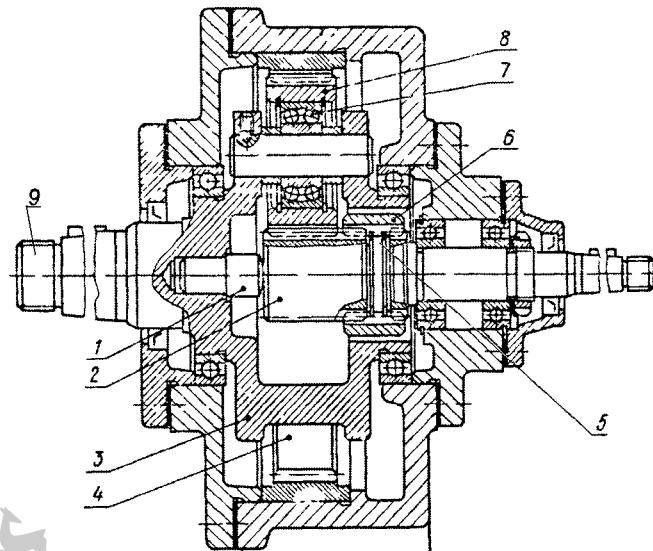


Рисунок 2.59 – Одноступенчатый планетарный редуктор

Неизбежные погрешности изготовления приводят к неравномерному распределению нагрузки между сателлитами. Для выравнивания нагрузки по потокам в передачах с тремя сателлитами одно из центральных колес делают самоустановливающимся в радиальном направлении (не имеющим радиальных опор).

В приведенной конструкции плавающей является центральная шестерня 2, которая самоустанавливается по отношению к сателлитам 8 в радиальном направлении, а в осевом направлении фиксируется штырем 1 и зубчатой муфтой 6 с установленными в ней упорными пружинными кольцами 5.

Для самоустановки сателлитов относительно неподвижного центрального колеса 4 применяют сферические подшипники качения 7. Водило 3 выполнено литым из высокопрочного чугуна за одно целое с тихоходным валом 9.

Пример конструктивного решения одноступенчатого волнового зубчатого редуктора приведен на рисунке 2.60 [41].

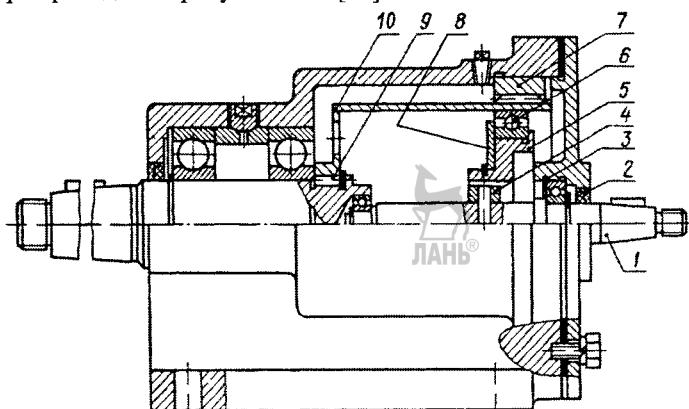


Рисунок 2.60 – Одноступенчатый волновой зубчатый редуктор:

- 1 – двухпорочный вал генератора; 2 – манжетное уплотнение; 3 – кольцо плоское пружинное упорное; 4 – соединительная муфта; 5 – кулачковый генератор;
- 6 – гибкий подшипник качения; 7 – жесткое колесо; 8 – шайба; 9 – шлицевое соединение гибкого колеса с валом; 10 – сварное гибкое колесо

Для получения передаточных чисел свыше  $10^3$  применяются двуступенчатые волновые передачи, имеющие различное конструктивное исполнение.

Если требуется обеспечивать высокий КПД в ущерб малым габаритам, то последовательным соединением одноступенчатых волновых передач получают двуступенчатый волновой редуктор, имеющий относительно большие габариты в осевом направлении.

При жестких требованиях к габаритам двуступенчатую волновую передачу рекомендуется выполнять по так называемой замкнутой схеме (стакан в стакане). Примером такого исполнения может служить двуступенчатый волновой редуктор, показанный на рисунке 2.61.

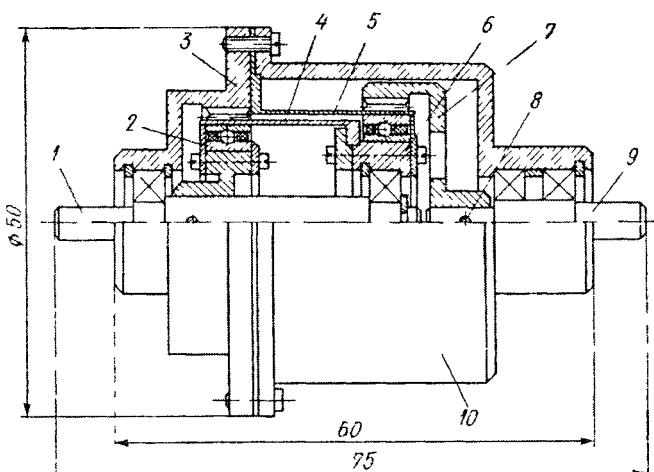


Рисунок 2.61 – Двуступенчатый волновой зубчатый редуктор, выполненный по «замкнутой схеме»

Он состоит из ведущего валика 1, приводящего во вращение двухволновой генератор принудительной деформации 2, имеющий гибкий шарикоподшипник. Генератор 2, являющийся генератором первой ступени редуктора, деформирует подвижное гибкое колесо 4, жёстко соединенное с генератором второй ступени 6, однотипным по конфигурации с генератором первой ступени. Жесткое колесо 3 первой ступени жестко связано с корпусом 10 редуктора. Медленно вращающийся генератор второй ступени 6 деформирует прикрепленное к корпусу редуктора гибкое колесо второй ступени 5.

Жесткое колесо 7 этой ступени является подвижным звеном и соединено при помощи цилиндрического штифта 8 с ведомым валиком 9.

Передаточное отношение такого двуступенчатого редуктора равно произведению передаточных чисел первой и второй ступеней.

В механизмах волновых передач кроме двухволновых генераторов принудительной деформации находят применение трехволновые генераторы свободной деформации. Примером может служить двуступенчатый мотор-редуктор (рисунок 2.62). Первая понижающая ступень этого редуктора представляет собой зубчатую планетарную передачу, а вторая – трехволновую передачу с генератором свободной деформации.

Мотор-редуктор состоит из электродвигателя постоянного тока 1, установленного в корпусе редуктора 2. На ведущем валу электродвигателя закреплена шлицевая втулка 3, при помощи которой передается вращение валику 4, имеющему зубчатый венец-трибку. Трибка входит в зацепление с тремя цилиндрическими зубчатыми колесами-сателлитами. Каждый сателлит представляет собой цилиндрический блок 6, состоящий из зубчатого колеса и цилиндрического ролика, за-

крепленного на валике 7. Валик с закрепленным сателлитом свободно вращается на двух подшипниках, установленных в корпусе водила 5.

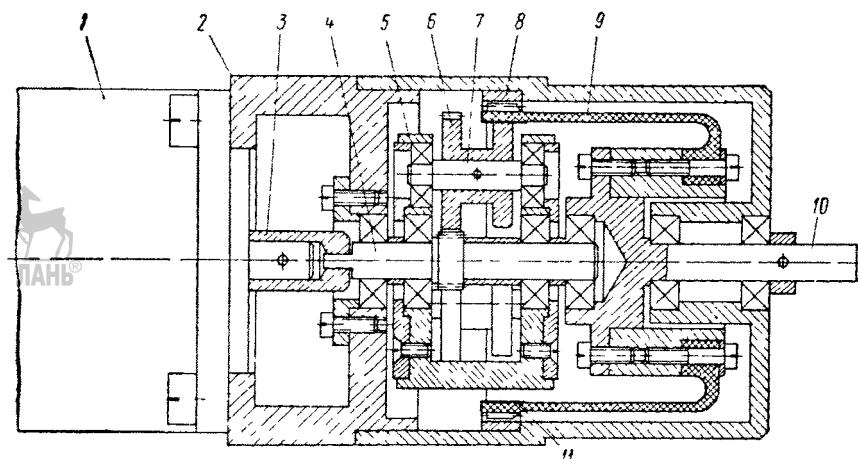


Рисунок 2.62 – Двуступенчатый мотор-редуктор с зубчатой планетарной передачей первой ступени и волновой зубчатой передачей второй ступени

Водило 5 с тремя роликами цилиндрического блока 6 является трехволновым генератором свободной деформации. Ролики деформируют гибкое колесо 9 и вводят его в зацепление с жестким неподвижным колесом 8. Гибкое колесо, изготовленное из пластмассы, имеет форму стакана, донная часть которого соединена с ведомым валиком 10. Внутри гибкого колеса на участке зубчатого венца запрессовано гибкое тонкостенное кольцо 11 с твердостью HRC 55, с которым контактируют ролики блоков. Передаточное число данной волновой передачи  $i = 40$ .

Кроме цилиндрических волновых зубчатых передач в составе волновых редукторов применяются конические волновые зубчатые передачи, обеспечивающие возможность простой регулировки зазоров в волновом зацеплении, для чего достаточно перемещать гибкое или жесткое колесо в осевом направлении.

Конструктивное исполнение волновой передачи, встроенной непосредственно в электродвигатель, показано на рисунке 2.63. Усеченные конические гибкие колеса 2, снабженные шлицевой втулкой 11, со стороны основания конуса имеют зубчатые венцы, которые находятся в волновом зацеплении с венцами 3 жестких конических колес 4 и 9, являющихся крышками статора 7. Диаметры делительных конусов обоих зубчатых колес должны иметь общую вершину.

Ротор 1 стандартного электродвигателя снабжается осями 5, на которых с помощью шарикоподшипников установлены ролики 6 генератора свободной деформации, выполненного по трехволновой схеме. Ролики имеют наружные конические поверхности, вершины которых расположены на осях, проходящей через вершины делительных конусов зубчатых колес, и центрируют ротор относительно обмоток статора.

Разница чисел зубьев жестких и гибких колес должна быть равна или кратна числу волн деформации или роликов каждого из двух генераторов.

Для регулировки зазора в зубчатых зацеплениях предусмотрена прокладка 8, толщина которой определяет расстояние между крышкой 9 с жестким колесом и ротором 1, который через ролики 6 фиксирует положение гибких колес по отношению к их венцам.

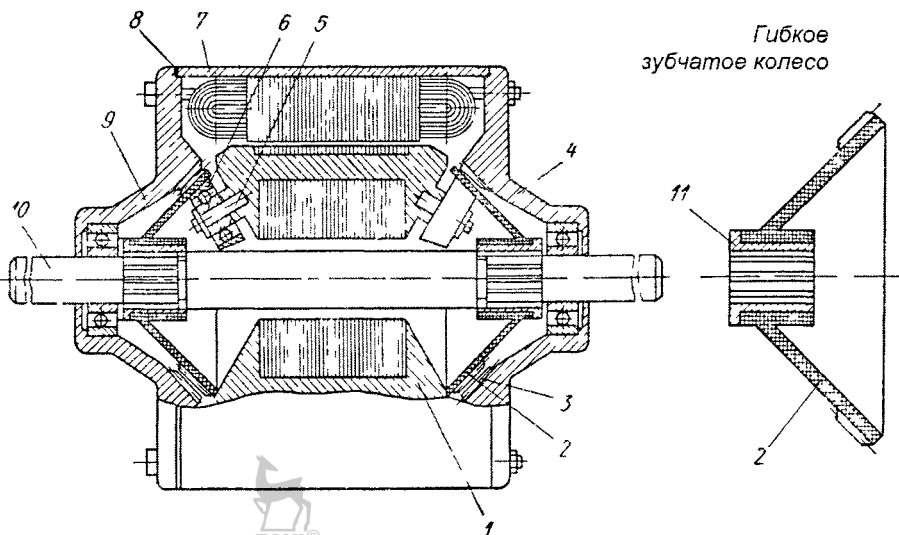


Рисунок 2.63 – Мотор-редуктор с конической волновой передачей, встроенной в электродвигатель

## 2.5. Обобщенное математическое описание механических передач СП

Исследование динамики любого механизма, находящегося под действием задаваемых сил, сводится к исследованию движения твердого тела (группы тел), представляющего данный механизм, находящегося под действием приведенной силы (или момента сил). Такое представление механизма называется **динамической моделью или моделью динамики**.

В основе математического описания любых динамических моделей лежат законы Ньютона, позволяющие записать уравнения движения для любой механической системы, если известны силовые взаимодействия для составляющих ее элементов. В общем случае для поступательного движения механической системы модель динамики можно записать в виде дифференциального уравнения

$$m \frac{dV}{dt} = F_{\Sigma} = \sum_j F_j, \quad (2.36)$$

где  $m$  – масса системы, кг;  $V$  – скорость движения системы, м/с;  $F_{\Sigma}$  – суммарная сила, действующая на систему, Н;  $F_j$  – единичная сила, Н.

В случае, когда имеет место **вращательное движение**, уравнение динамики обобщенно можно представить в следующем виде.

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{\Sigma} = \sum_j M_j, \quad (2.37)$$

где  $J$  – момент инерции системы, кг·м<sup>2</sup>;  $\omega$  – угловая скорость вращения системы, рад/с;  $M_{\Sigma}$  – суммарный момент от моментов сил  $M_j$ , действующих на систему, Н·м.

В совокупности, уравнения (2.36), (2.37) представляют собой уравнения динамики механической системы с поступательным и вращательным движением, с помощью которых можно исследовать **неустановившееся движение** системы.

Если имеет место **установившееся движение** системы, то уравнения динамики получаются из исходных уравнений (2.36), (2.37) путем обращения производной в левой части в ноль

$$0 = \sum_j F_j; \quad 0 = \sum_j M_j, \quad (2.38)$$

т.е. происходит переход от уравнений динамики к уравнениям статики.

В этом случае, переменные, входящие в состав модели, оказываются связанными между собой мгновенными соотношениями, обычно характеризующимися **коэффициентами передачи**.

При описании сложных механических систем математические модели составляющих их механизмов и частей стараются упростить, принимая определенные допущения, в том числе, путем перехода от уравнений динамики к уравнениям статики. Такое допущение является оправданным в случае, когда инерционность всей системы намного больше инерционности ее отдельно взятого механизма. Это в свою очередь позволяет получить простые математические соотношения для описания взаимодействия между переменными состояния системы.

### 2.5.1. Примеры математического описания МП

Анализ общих свойств МП может быть рассмотрен на примере анализа свойств фрикционных передач, как наиболее простых. При этом достаточно рассматривать упрощенные схемы, не учитывающие дополнительные степени свободы, связанные с упругой деформацией деталей (рисунок 2.65) [3].

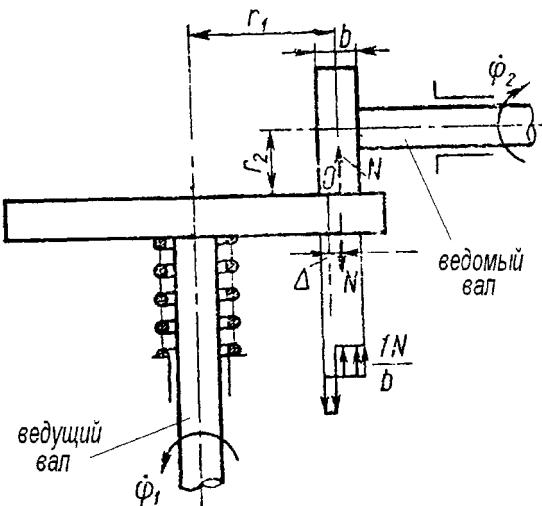


Рисунок 2.65 – Расчетная схема лобовой фрикционной передачи

В составе фрикционной передачи МП различают два основных вала: входной и выходной, или ведущий и ведомый. Вводятся следующие обозначения:  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  – углы поворота ведущего и ведомого валов, соответственно;  $r_1$  и  $r_2$  – радиусы ведущего и ведомого дисков;  $M_1$  и  $M_2$  – внешние моменты, приложенные к ведущему и ведомому валам;  $N$  – нормальная реакция в месте контакта дисков;  $f$  – коэффициент трения скольжения;  $J_1$  и  $J_2$  – моменты инерции ведущего и ведомого валов.

Уравнения движения МП можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} J_1 \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} &= M_1 - fNr_1; \\ J_2 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} &= -M_2 + fNr_2. \end{aligned} \quad (2.39)$$

В дополнение к системе (2.39) рассматривается уравнение неголономной связи, описывающее равенство линейных скоростей дисков в точке соприкосновения, в виде [3]

$$\begin{aligned} r_1 \frac{d\varphi_1}{dt} - r_2 \frac{d\varphi_2}{dt} &= 0, \\ \text{или с учетом } \frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1 \text{ и } \frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2 \\ r_1 \omega_1 - r_2 \omega_2 &= 0, \end{aligned} \quad (2.40)$$

где  $\omega_1$  и  $\omega_2$  – угловые скорости вращения ведущего и ведомого валов.

Основной характеристикой любой МП является **передаточное число  $i$**  (передаточное отношение), которое находится как отношение угловой скорости ведущего элемента  $\omega_1$  к угловой скорости ведомого элемента  $\omega_2$  [3, 21], т.е.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

Из (2.40) следует, что в рассматриваемом случае

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1}. \quad (2.41)$$

Уравнения движения МП в установившемся режиме имеют вид:

$$\begin{aligned} 0 &= M_1 - fNr_1; \\ 0 &= -M_2 + fNr_2. \end{aligned}$$

Разделив второе уравнение на первое, предварительно перенеся моменты в левую часть и используя (2.41), получим

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{r_2}{r_1} = i. \quad (2.42)$$

Из (2.41), (2.42) следует, что передаточное число  $i$  является **основной статической характеристикой МП**, которую при математическом моделировании в статике можно представить как **коэффициент усиления**  $k = i^{-1}$ , связывающий входную и выходную величины (рисунок 2.66).

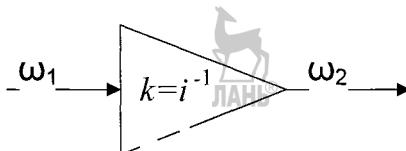


Рисунок 2.66 – Представление МП в виде коэффициента усиления

При моделировании динамики МП такое упрощенное представление допустимо при достаточно малых моментах инерции  $J_1$  и  $J_2$ , когда инерционность всей системы намного больше инерционности МП, что, как правило, всегда имеет место.

### 2.5.1.1. Математическое описание зубчато-ременной МП

Схема зубчато-ременной передачи показана на рисунке 2.47. В состоянии покоя каждая ветвь зубчатого ремня натянута с одинаковой силой  $F_0$  (рисунок 2.67, а). При приложении рабочей нагрузки  $M_1$  происходит перераспределение натяжений в ветвях ремня: ведущая ветвь дополнительно натягивается до силы  $F_1$ , а натяжение ведомой ветви уменьшается до  $F_2$  (рисунок 2.67, б).

Уравнения динамики, соответствующие данной МП, имеют вид

$$\begin{aligned} J_1 \frac{d\omega_1}{dt} &= M_1 + F_2 r_1 - F_1 r_1; \\ J_2 \frac{d\omega_2}{dt} &= M_2 + F_2 r_2 - F_1 r_2. \end{aligned} \quad (2.43)$$

В установившемся режиме уравнения (2.43) примут вид

$$\begin{aligned} (F_1 - F_2)r_1 &= M_1; \\ (F_1 - F_2)r_2 &= M_2. \end{aligned}$$

Разделив второе уравнение на первое, получим

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{M_2}{M_1}. \quad (2.44)$$

Выражения для окружных скоростей ведущего  $\omega_1$  и ведомого  $\omega_2$  шкивов передачи имеют вид

$$\omega_1 = \omega_1 r_1;$$

$$\omega_2 = \omega_2 r_2.$$

С учетом равенства окружных скоростей ведущего и ведомого шкивов

$$\omega_1 = \omega_2,$$

а передаточное число зубчато-ременной передачи

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1}. \quad (2.45)$$

Сравнение выражений (2.44) и (2.45) позволяет сделать вывод, что в установившемся режиме механическая передача характеризуется передаточным числом  $i$ .

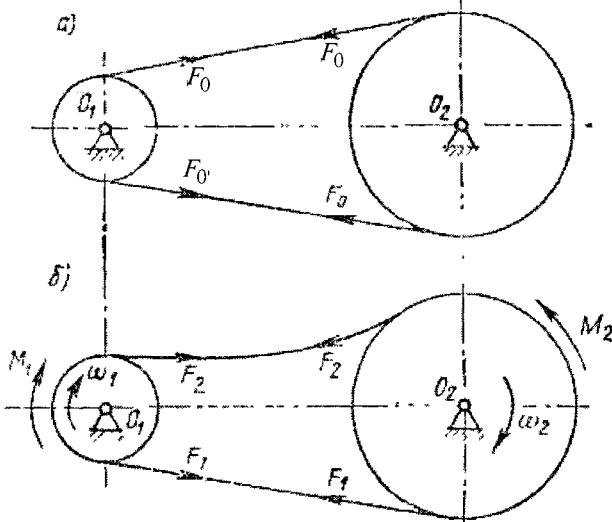


Рисунок 2.67 – Схема сил, действующих в ветвях ремня

### 2.5.1.2. Математическое описание зубчатой прямозубой МП

Схема сил цилиндрической зубчатой передачи приведена на рисунке 2.68, где  $F_r$  – радиальная сила,  $F_t$  – тангенсальная сила,  $M_1$ ,  $M_2$  – вращающие моменты шестерни и колеса, соответственно. Упрощенные уравнения движения (2.36) для зубчатой передачи имеют вид:

$$\begin{aligned} J_1 \frac{d\omega_1}{dt} &= M_1 - M_{TP1} = F_t r_{\partial 1} - k\omega_1; \\ J_2 \frac{d\omega_2}{dt} &= -M_2 + M_{TP2} = -F_t r_{\partial 2} + k\omega_2, \end{aligned} \quad (2.46)$$

где  $r_{\partial 1}$  и  $r_{\partial 2}$  – радиусы делительных окружностей шестерни и колеса, соответственно;  $M_{TP1}$  и  $M_{TP2}$  – моменты трения в зубьях шестерни и колеса.

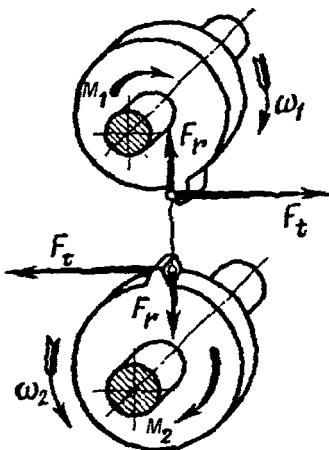


Рисунок 2.68 – Схема действия сил в зубчатой прямозубой передаче

Уравнение, описывающее равенство линейных скоростей зубьев в зоне контакта, вытекающее из основного закона зацепления, имеет вид [21, 30]

$$v_1 = v_2,$$

где

$$v_1 = r_{\partial 1} \omega_1; \quad v_2 = r_{\partial 2} \omega_2.$$

Из этих уравнений следует, что передаточное число зубчатой передачи

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{\partial 2}}{r_{\partial 1}},$$

или, при выражении радиуса через диаметр,

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{\partial 2}}{d_{\partial 1}},$$

где  $d_{\partial 1}$ ,  $d_{\partial 2}$  – диаметры делительных окружностей шестерни и колеса, соответственно.

В свою очередь делительный диаметр выражается через модуль зубьев  $m$  и число зубьев  $z$  [21, 30]:  $d_{\partial} = m \cdot z$ .

Таким образом, передаточное отношение может быть представлено в виде

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{\partial 2}}{r_{\partial 1}} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.47)$$



Уравнения динамики (2.46) в установившемся режиме, по аналогии с рассмотренным ранее примером для зубчато-ременной передачи, можно представить в следующем виде:

$$F_t r_{\partial 1} = M_{TP1}; \quad F_t r_{\partial 2} = M_{TP2}.$$

Разделив второе уравнение на первое, получаем

$$\frac{M_{TP2}}{M_{TP1}} = \frac{r_{\partial 2}}{r_{\partial 1}} = i. \quad (2.48)$$

Сравнение выражений (2.47) и (2.48), позволяет сделать вывод, что в установившемся режиме механическая передача характеризуется передаточным числом  $i$ .

### 2.5.2. Расчет коэффициентов передачи МП

В таблице 2.6 приведены формулы для расчета передаточного числа МП, рассмотренных во второй главе, которые можно применять при построении математических моделей МП следящих приводов.

Таблица 2.6 – Формулы расчета передаточного числа МП

Вид МП	Передаточное число $i$	Обозначения переменных
Передача винт-гайка	$i = \frac{\pi \cdot d}{t \cdot z}$ ;	$t$ – шаг резьбы; $z$ – число заходов резьбы; $d$ – диаметр винта.
Зубчатая цилиндрическая передача	$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1}$ ;	$\omega_1$ , $r_1$ – соответственно угловая скорость и радиус делительной окружности шестерни; $\omega_2$ , $r_2$ – соответственно угловая скорость и радиус делительной окружности колеса.
Зубчатая коническая передача	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$ ;	$n_1$ , $z_1$ – соответственно число оборотов и число зубьев шестерни; $n_2$ , $z_2$ – соответственно число оборотов и число зубьев колеса.
Зубчато-винтовая (червячная) передача	$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$ ;	$\omega_1$ , $\omega_2$ – соответственно угловые скорости червяка и колеса; $z_1$ , $z_2$ – соответственно число витков червяка и число зубьев колеса.
Зубчато-ременная передача	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$ ;	$n_1$ , $z_1$ – соответственно число оборотов и число зубьев ведущего шкива; $n_2$ , $z_2$ – соответственно число оборотов и число зубьев ведомого шкива.
Волновая зубчатая передача	$i = \frac{\omega_H}{\omega_1}$	$\omega_1$ , $\omega_H$ – соответственно угловые скорости гибкого (жесткого) колеса и волнового генератора.
Одноступенчатая планетарная передача	$i = \frac{n_1}{n_H}$	$n_1$ , $n_H$ – соответственно число оборотов центрального колеса и водила;
Многоступенчатая планетарная передача	$i = \sum_{k=1}^N i_k$	$i_k$ – передаточное число $k$ -ой планетарной передачи (ступени); $N$ – число планетарных передач (ступеней).

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ



1. Какие требования определяют выбор функциональных элементов силовой части СП?
2. Какие параметры функциональных элементов СП определяются путем анализа объекта регулирования?
3. Какие типовые компоновки обрабатывающих станков используются в производстве?
4. Какие показатели производства оказывают существенное влияние на компоновку СП технологического оборудования?
5. Чем определяются двигательные возможности и структура манипуляционных механизмов промышленных роботов?
6. Какими особенностями характеризуются конструктивные исполнения СП манипуляторов ПР?
7. Чем объясняется сложность достижения требуемой точности позиционирования манипуляторов ПР?
8. Каким образом развитие промышленной механотроники оказывает влияние на компоновку исполнительных пневматических двигателей в составе СП?
9. Какие требования предъявляются к направляющим и опорам силовой части СП?
10. Какие формы направляющих скольжения применяются на практике?
11. Какими свойствами обладают направляющие, имеющие прямоугольную, треугольную, трапециевидную и цилиндрическую форму?
12. Как обеспечивается износостойкость направляющих скольжения?
13. Какими достоинствами характеризуются направляющие качения?
14. Какие основные схемы направляющих качения используются на практике?
15. В каких случаях целесообразно применять направляющие с циркуляционным движением тел качения (шариков, роликов)?
16. Какие материалы используются для направляющих качения?
17. Какую роль выполняют в направляющих качения держатели (сепараторы) тел качения?
18. Каким отличительным свойством характеризуется четырехдорожечная циркуляционная направляющая качения?
19. Какое конструктивное отличие имеется между замкнутой и полузамкнутой шариковой опорой (направляющей)?
20. В каких случаях в СП применяются комбинированные направляющие?
21. Какими достоинствами характеризуются гидравлические направляющие?
22. В чем заключается отличие открытых гидравлических опор (направляющих) от закрытых?
23. Какие производственные условия оказывают влияние на жесткость гидростатических опор?
24. Какие положительные эксплуатационные особенности и недостатки характеризуют аэростатические опоры?
25. Как достигается увеличение нагружочной способности аэростатических опор?
26. Какие основные требования предъявляются к механическим передачам следящих приводов?
27. Какие преобразователи движения используются в качестве механических передач?
28. Какие статические и динамические характеристики характеризуют механические передачи СП?
29. Какие конструктивные и эксплуатационные особенности характеризуют механическую передачу типа "винт – гайка"?

30. Какие профили винтовой нарезки используются в конструкциях передач "винт – гайка" скольжения?
31. Какими достоинствами обладают передачи "винт – гайка" качения? Какие они имеют недостатки?
32. Как конструктивно выполняются циркуляционные передачи "винт – гайка" качения?
33. Какие применяются конструктивные решения (способы) создания натяга в передачах "винт – гайка" качения?
34. Как определяется жесткость передачи "винт – гайка" качения?
35. Какими достоинствами и недостатками обладают гидростатические передачи "винт – гайка"?
36. Как конструктивно решается задача подачи смазочной жидкости в зону контакта винтовых поверхностей винта и гайки?
37. Какие конструктивные особенности характерны для гидростатической червячно-реечной передачи?
38. Какими конструктивными и эксплуатационными параметрами обладают роликовые планетарные винтовые передачи качения?
39. Какие достоинства и недостатки характерны для зубчатых передач?
40. Как классифицируются зубчатые передачи?
41. Какими достоинствами и недостатками обладают планетарные передачи?
42. Какие механические передачи относятся к волновым? Как они классифицируются?
43. В чем заключается отличие одноволновой передачи от двухволновой?
44. Какие основные преимущества свойственны волновым передачам? Какие они имеют недостатки?
45. По какому принципу работает зубчато-ременная передача?
46. Какими достоинствами и недостатками обладают зубчато-ременные передачи применительно к СП?
47. Какие виды зубчатых ремней используются на практике?
48. Какие типы защитных устройств используются для направляющих и механических передач в составе СП?
49. Какие конструкции соединительных муфт применяются в трансмиссиях СП?
50. Какие особенности присущи сильфонным и упруго-кулачковым муфтам?
51. Какие механические передачи называются "редуктором" и для чего они предназначены?
52. Как классифицируются редукторы?
53. Какие параметры определяют тип и исполнение редуктора?
54. Какие физические законы лежат в основе математического описания динамических моделей механических систем при поступательном и вращательном движении?
55. В каком случае допускается использовать уравнения статики вместо уравнений динамики при моделировании МП?
56. Какой параметр является основной характеристикой МП при ее математическом моделировании?
57. Поясните физический смысл величин, входящих в уравнения динамики (2.43) зубчато-ременной МП.
58. Поясните физический смысл величин, входящих в уравнения динамики (2.46) зубчатой прямозубой МП.

## Глава III



# Исполнительные двигатели вращательного движения

## 3.1. Электрические двигатели

Наибольшее распространение в различных типах промышленного технологического оборудования получили индуктивные электрические машины – электрические исполнительные двигатели (ИД) в которых электрическая энергия преобразуется в механическую энергию.

По роду питания все индуктивные ИД подразделяются на двигатели **переменного и постоянного тока** [27].

ИД переменного тока делятся на синхронные (СИД), асинхронные (АИД) и коллекторные (КИД).

В **синхронных** ИД угловая скорость ротора  $\omega_r$  и угловая скорость магнитного поля статора  $\omega_c$  равны друг другу.

В **асинхронных** ИД угловая скорость ротора не равна угловой скорости поля статора, т.е.  $\omega_r \neq \omega_c$ , при этом  $\omega_r$  может быть меньше или больше угловой скорости поля. Направления вращения ротора и поля статора могут быть противоположными.

**Коллекторные** ИД отличаются от асинхронных и синхронных двигателей тем, что имеют механический преобразователь частоты и числа фаз – коллектор, который соединен с обмоткой статора или ротора.

По мощности ИД условно подразделяются на следующие группы:

- **микромашины**, имеющие мощность от долей ватта до 500 Вт и работающие как на постоянном, так и на переменном токе нормальной и повышенной (400 ... 500 Гц) частоты;

- **двигатели малой мощности** – от 0,5 до 10 кВт, работающие как на постоянном, так и на переменном токе нормальной или повышенной частоты;

- **двигатели средней мощности** – от 10 до нескольких сотен киловатт;

- **двигатели большой мощности** – свыше нескольких сотен киловатт.

В зависимости от скорости вращения ИД условно подразделяется на следующие:

- **тихоходные** со скоростями вращения ротора до 300 об/мин;

- **средней быстроходности** – 300 ... 1500 об/мин;

- **быстроходные** – 1500 ... 6000 об/мин;

- **сверхбыстроходные** – свыше 6000 об/мин.

Независимо от рода питания – постоянного или переменного тока – ИД можно разделить на явнополюсные и неявнополюсные.

В **неявнополюсных двигателях**, т.е. с неявновыраженными полюсами, воздушный зазор равномерный и магнитные сопротивления во всех направлениях одинаковы (рисунок 3.1, а) [27]. Обмотка возбуждения распределена по различным пазам.

В **явнополюсных двигателях**, т.е. с явновыраженными полюсами и сосредоточенной обмоткой возбуждения, имеются четко выраженные продольные и поперечные оси с различными воздушными зазорами и магнитными сопротивлениями (рисунок 3.1, б). Сосредоточенная катушечная обмотка возбуждения может располагаться на статоре и роторе.

Асинхронные ИД – это чаще всего двигатели с неявновыраженными полюсами (рисунок 3.2, а). Синхронные ИД могут иметь явно выраженную магнитную систему на роторе (рисунок 3.2, б).

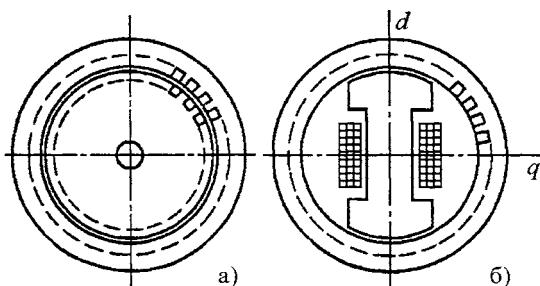


Рисунок 3.1 – ИД с неявновыраженными (а) и явновыраженными (б) полюсами

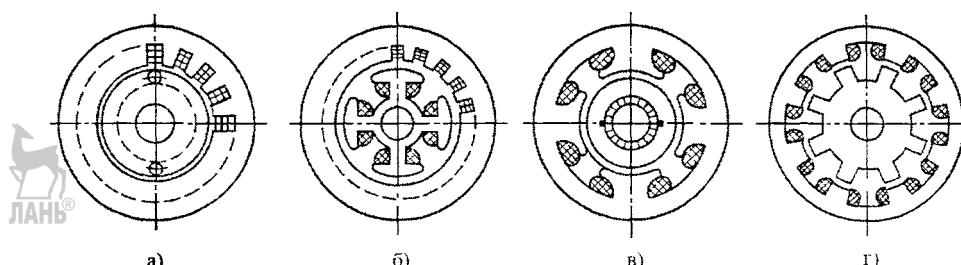


Рисунок 3.2 – Основные конструктивные исполнения электродвигателей

Магнитная система с явновыраженными полюсами на статоре характерна для ИД постоянного тока (рисунок 3.2, в). Явновыраженная конструкция полюсов на статоре и роторе принадлежит индукторным или параметрическим ИД (рисунок 3.2, г), в которых преобразование энергии осуществляется за счет периодического изменения магнитного сопротивления воздушного зазора.

В ИД **переменного тока** корпус является только механическим несущим элементом конструкции и может выполняться как из ферромагнитных материалов, так и из легких алюминиевых сплавов.

Корпус ИД **постоянного тока** служит частью магнитопровода и должен выполняться обязательно из ферромагнитного материала.

В большинстве ИД переменного тока статор и ротор (рисунок 3.3, а и б) [5] выполняют из изолированных друг от друга листов (пластин) электротехнической стали, собранных в общий пакет.

В ИД **постоянного тока** (рисунок 3.3, в) ротор выполняется так же, как и в двигателях переменного тока. На статоре же расположены полюсы с катушками, создающими магнитный поток возбуждения. Часть полюса, обращенная к ротору, выполняется более широкой и называется **полюсным наконечником**.

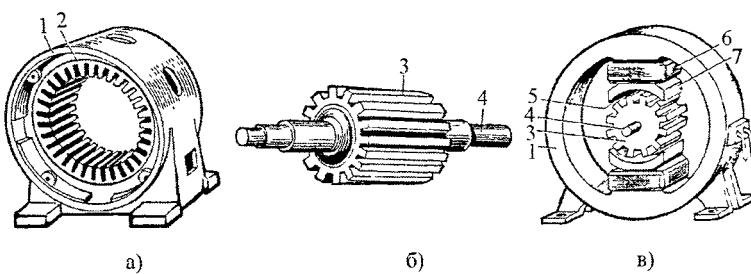


Рисунок 3.3 – Статор и ротор ИД переменного (а и б) и постоянного (в) тока:

- 1 – корпус;
- 2 – пакет статора;
- 3 – сердечник ротора;
- 4 – вал;
- 5 – воздушный зазор;
- 6 – обмотка возбуждения;
- 7 – полюс

Конструктивное исполнение ИД во многом определяется требованиями к защите от воздействия внешней среды.

В зависимости от уровня шума ИД условно разделены на следующие группы:

- бесшумные – до 35 дБ;
- малошумные – до 55 дБ;
- нормальные – до 75 дБ.

Принцип действия любой электрической машины основан на фундаментальных законах электромагнитных взаимодействий: законе электромагнитной индукции Фарадея-Максвелла, законах Ампера и Био-Савара-Лапласа о взаимодействии проводника с током и магнитного поля и законе Ленца, обобщающем эти два закона [5].

Электрическая машина или исполнительный электродвигатель представляет собой электромагнитную систему, состоящую из ферромагнитного сердечника и нескольких обмоток, перемещающихся (вращающихся) относительно друг друга совместно с частями сердечника, на которых они размещены.

Электрические двигатели могут работать в трех различных режимах: генераторном, двигательном и электромагнитного торможения.

В СП применяются двигательный режим и режим электромагнитного торможения, обеспечивающие преобразование электрической энергии в механическую.

Простейшая модель электрической машины при работе ее в **двигательном** режиме представлена на рисунке 3.4, а [5].

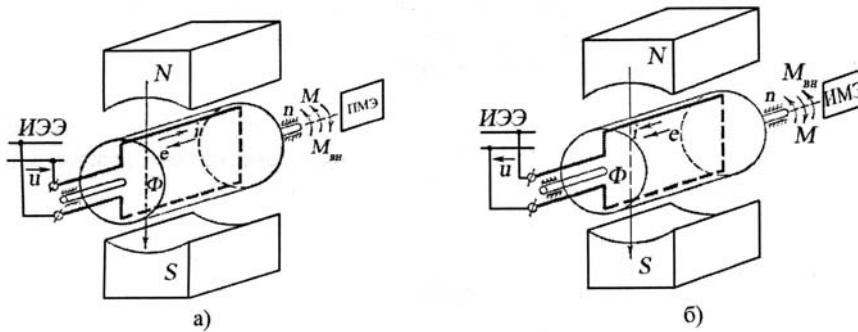


Рисунок 3.4 – Простейшая модель электрического двигателя при работе в двигательном (а) и электромагнитного торможения (б) режиме

При подключении витка обмотки якоря к источнику электрической энергии (ИЭЭ), электрической сети, генератору и др., протекающий по нему ток *i*, взаимодействуя с магнитным полем, создаваемым с помощью постоянного магнита или обмоток, запитываемых постоянным или переменным током, вызывает появление электромагнитного вращающего момента *M*, направление которого определяется правилом левой руки.

Под действием момента *M* якорь придет во вращение и в витке будет индуцироваться ЭДС *e*, направление которой будет соответствовать правилу правой руки, то есть она будет направлена против тока *i* (ее иногда называют против-ЭДС).

Если вал исполнительного электродвигателя не соединен с потребителем механической энергии (ПМЭ), т.е. с рабочими органами технологического оборудования, являющимися объектами регулирования (ОР), то имеет место режим холостого хода. При этом от ИЭЭ будет потребляться некоторое количество электрической энергии, необходимой для компенсации потерь мощности – механической *P<sub>мех</sub>* и статической *P<sub>ст</sub>*. Поэтому по витку будет проходить некоторый ток холостого хода *i<sub>0</sub>* и будет создаваться некоторый электромагнитный момент

$M_o = M_{tp} + M_{ct}$ , где  $M_{tp}$  – момент сил трения;  $M_{ct}$  – тормозящий момент, вызываемый потерями в стали.

Если к валу ИД присоединить потребитель механической энергии (ПМЭ), т.е. ОР, то на вал будет действовать тормозной внешний нагрузочный момент  $M_{bh}$ , стремящийся замедлить вращение якоря. Для этого, чтобы ИД продолжал нормально работать, необходимо увеличить электромагнитный вращающий момент  $M$ , созданный током  $i$ , с тем, чтобы он теперь уравновешивал не только момент  $(M_{tp} + M_{ct})$ , обусловленный потерями мощности в ИД, но и нагрузочный момент  $M_{bh}$ . В рассматриваемой машине это происходит автоматически.

При приложении к валу якоря тормозного нагрузочного момента  $M_{bh}$  частота вращения якоря  $n$  начинает уменьшаться, вследствие чего уменьшается индуктированная в витке ЭДС  $e$ . Это вызывает увеличение тока  $i$  и электромагнитного вращающего момента  $M$ . Процесс будет продолжаться до тех пор, пока момент  $M$  не уравновесит моменты  $M_{bh}$  и  $(M_{tp} + M_{ct})$ .

Следовательно, в машине, изображенной на рисунке 3.4, а, любое увеличение отдаваемой механической мощности  $P_{mex} = M_{bh} \cdot \omega_a$ , где  $\omega_a$  – угловая скорость вращения якоря, вызывает увеличение тока  $i$  и потребляемой электрической мощности  $P_{el}$ . Иными словами, в ней имеет место процесс преобразования электрической энергии в механическую.

Для **двигательного** режима характерно следующее: электромагнитный вращающий момент  $M$  действует по направлению вращения  $n$ ; это характеризует отдачу машиной механической энергии;

возникающая в обмотке якоря ЭДС  $e$  направлена против тока  $i$  и внешнего напряжения  $u$  (для машин переменного тока ЭДС направлена против активной составляющей тока) из чего вытекает необходимость получения машиной извне электрической энергии;

в машине имеет место процесс автоматического изменения тока  $i$  и потребляемой электрической мощности  $P_{el}$ , при котором электромагнитный вращающий момент  $M$  уравновешивает моменты  $M_{bh} + M_{tp} + M_{ct}$ .

При работе машины в двигательном режиме электрическая мощность

$$P_{el} = P_{mex} + \Pi, \quad (3.1)$$

где  $\Pi$  – суммарные потери мощности в машине.

Применяя II закон Кирхгофа к машине, представленной на рисунке 3.4, а, получим

$$u = e + i r_a \quad (3.2)$$

или

$$u i = e i + i^2 r_a, \quad (3.3)$$

где  $r_a$  – сопротивление обмотки якоря.

При переходе к средним значениям мощности

$$P_{el} = P_{em} + \Pi_{el}, \quad (3.4)$$

где  $P_{em}$  – внутренняя электромагнитная мощность машины;  $\Pi_{el}$  – электрические потери мощности при прохождении тока по обмоткам машины.

Таким образом, при двигательном режиме внутренняя электромагнитная мощность

$$P_{em} = P_{el} - \Pi_{el} \quad (3.5)$$

или

$$P_{em} = P_{mex} + \Pi_{ct} + \Pi_{mex}, \quad (3.6)$$

где  $\Pi_{ct}$  – потери в стали;  $\Pi_{mex}$  – механические потери.

Разделив обе части (3.6) на величину  $\omega_a$ , получим уравнение моментов для ИД, работающего в установившемся режиме:

$$M = M_{\text{ен}} + M_{\text{ст}} + M_{\text{тр}} . \quad (3.7)$$

Коэффициент полезного действия ЭД

$$\eta_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{мех}}}{P_{\text{эл}}} = \frac{P_{\text{мех}}}{P_{\text{мех}} + \Pi_{\text{эл}} + \Pi_{\text{ст}} + \Pi_{\text{мех}}} . \quad (3.8)$$

Для работы машины в режиме **электромагнитного торможения**, который иногда называют торможением противовключением или торможением противотоком, в машине, работающей в двигательном режиме, изменяют направление  $u$  или  $e$  (переключив проводники, присоединяющие виток к сети, или же изменив направление магнитного потока  $\Phi$ ), так, чтобы  $u$  и  $e$  совпадали по направлению (рисунок 3.4, б). При этих условиях проходящий по витку ток  $i$  создает электромагнитный тормозной момент  $M$ , т.е. машина будет потреблять механическую энергию. Однако в отличие от генераторного режима, при котором имеет место процесс преобразования механической энергии в электрическую, она будет потреблять также и электрическую энергию, так как ток  $i$  будет совпадать по направлению с внешним напряжением  $u$ , как в двигательном режиме.

Для машины, изображенной на рисунке 3.4, б, на основании II закона Кирхгофа

$$u + e = i r_s \quad (3.9)$$

или

$$u i + e i = i^2 r_s , \quad (3.10)$$

откуда, переходя к средним значениям мощности,

$$P_{\text{эл}} + P_{\text{эм}} = \Pi_{\text{эл}} . \quad (3.11)$$

Так как

$$P_{\text{эм}} = P_{\text{мех}} - \Pi_{\text{ст}} - \Pi_{\text{мех}} , \quad (3.12)$$

то окончательно

$$P_{\text{эл}} + P_{\text{мех}} = \Pi_{\text{эл}} + \Pi_{\text{ст}} + \Pi_{\text{мех}} . \quad (3.13)$$

Следовательно, в режиме электромагнитного торможения электрическая энергия, потребляемая от источника ИЭЭ, и механическая энергия, потребляемая от источника ИМЭ, расходуется на компенсацию внутренних потерь энергии в машине.

Для ограничения тока в цепь обмотки якоря обычно вводят добавочное сопротивление, в котором поглощается большая часть потребляемой энергии.

С энергетической точки зрения режим электромагнитного торможения является самым невыгодным. Несмотря на это, в ряде случаев его используют, так как он позволяет создать большие тормозные моменты при малой скорости вращения якоря и даже при  $n = 0$ .

### 3.2. Асинхронные исполнительные электродвигатели

В современных следящих электроприводах переменного тока наиболее широко используются асинхронные исполнительные двигатели (АИД). Конструкции АИД делятся на два основных типа: с короткозамкнутым и фазным ротором.

По своей конструкции АИД с короткозамкнутым ротором проще двигателей с фазным ротором и более надежны в эксплуатации. Их основной недостаток — сравнительно небольшой пусковой момент и значительный пусковой ток. В АИД с фазным ротором имеется возможность увеличения пускового момента и уменьшения пускового тока с помощью пускового реостата.

Наибольшее распространение в СП получили АИД с короткозамкнутым ротором, который может иметь следующие конструктивные исполнения: с коротко-замкнутыми обмотками в виде катушек; с обмоткой в виде беличьего колеса; в виде полого тонкостенного стакана.

**ЛАНЬ®**

### 3.2.1. АИД с короткозамкнутыми обмотками ротора

Конструкция АИД с ротором, содержащим обмотку в виде катушек, его электромагнитная система и схема ее подключения к сети питания показаны на рисунке 3.5 [5, 27].

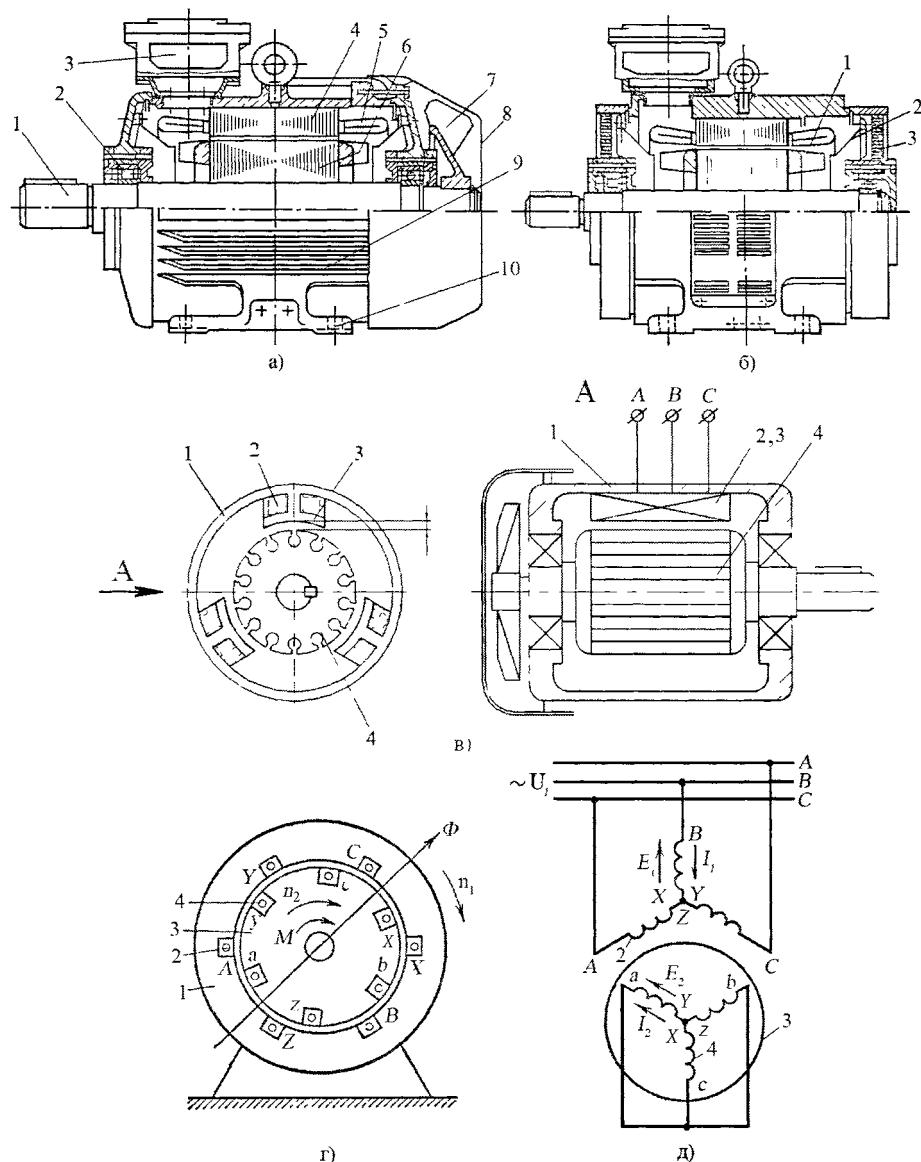


Рисунок 3.5 – Конструкция АИД с наружным обдувом (а), с внутренней системой обдува (б), упрощенная схема (в), электрическая схема (г) и схема включения обмоток (д)

АИД имеет два исполнения по степени защиты: защищенные от попадания внутрь их брызг любого направления и предметов диаметром более 1 мм и имеющие внешний обдув вентилятором (степень защиты IP 44) (рисунок 3.5, а), и защищенные от возможности соприкосновения пальцев рук и твердых предметов диаметром более 1, 25 мм с токоведущими вращающимися частями двигателя, а также от попадания внутрь капель, падающих под углом 60° к вертикали (защита IP 23) (рисунок 3.5, б).

Наружный обдув в АИД первого исполнения осуществляется вентилятором 7, установленным в задней части ротора 6 и закрытым кожухом 8. Монтаж ротора в корпусе 9, снабженном продольными ребрами охлаждения и монтажными лапами 10, осуществляется с помощью подшипников качения 2. Подвод напряжения питания к фазным обмоткам 5 полюсных наконечников 4 статора производится с помощью клемм, размещенных в коробке 3. Выходной конец ротора 1, снабженный шпонкой, служит для передачи создаваемого АИД вращающего момента рабочему органу, т.е. объекту регулирования технологического оборудования.

В двигателях второго исполнения (б) применяется двусторонняя симметрическая радиальная система вентиляции. Воздух попадает внутрь двигателя через отверстия 3 в подшипниковых крыльях (щитах) 2, а его напор создается лопатками 1, выполненными на роторе.

Упрощенная схема АИД показана на рисунке 3.5, в.

Ротор 4 содержит короткозамкнутые контуры, расположенные в его пазах. На статоре 1 выполнены полюсные наконечники 3 с трехфазными обмотками 2, расположенные под углом 120° друг к другу.

Между ротором и статором имеется воздушный зазор δ, величина которого для улучшения магнитной связи между обмотками должна быть как можно меньшей.

### 3.2.1.1. Принцип действия АИД

Электромагнитная схема АИД (рисунок 3.5, г) включает в себя обмотку статора 2, представляющую собой трехфазную (или в общем случае многофазную) обмотку, катушки которой размещены равномерно по окружности статора [5].

Фазы обмотки статора *A-X*, *B-Y* и *C-Z* соединяются в звезду или в треугольник и подключаются к сети трехфазного тока (рисунок 3.5, д). Обмотка ротора 3 в таком АИД выполняется трехфазной или многофазной и размещается равномерно вдоль окружности ротора. Её фазы *a-x*, *b-y* и *c-z* в простейшем случае замыкаются накоротко.

При запитывании обмотки статора трехфазным током создается вращающееся магнитное поле, частота вращения которого (об/мин) [5]

$$n_1 = \frac{60f_1}{p}, \quad (3.14)$$

а угловая скорость (рад/с)

$$\omega_1 = \frac{2\pi f_1}{p} = \frac{2\pi n_1}{60} = \frac{\pi n_1}{30}, \quad (3.15)$$

где *f<sub>1</sub>* – частота тока в питающей сети; *p* – число пар полюсов.

Вращающийся магнитный поток Φ индуцирует в обмотках статора и ротора э.д.с. *E<sub>1</sub>* и *E<sub>2</sub>*. Под действием э.д.с. *E<sub>2</sub>* в обмотке ротора возникает ток *I<sub>2</sub>*, который, взаимодействуя с магнитным полем, образует электромагнитный вращающий момент *M*. При двигательном режиме работы этот момент является **вращающим**, при генераторном режиме – **тормозным**.

Величина э.д.с.  $E_2$ , индукированной в обмотке ротора, и частота ее изменения  $f_2$  зависят от скорости пересечения вращающимся полем проводников обмотки ротора, т.е. от разности частот вращения магнитного поля  $n_1$  (её часто называют синхронной частотой) и ротора  $n_2$ .

Чем больше разность  $n_1 - n_2$ , тем больше э.д.с.  $E_2$  и частота  $f_2$ . Следовательно, необходимым условием для возникновения в асинхронном двигателе электромагнитного вращающего момента является неравенство частот вращения  $n_1$  и  $n_2$ . Только при этом условии в обмотке ротора индуцируется э.д.с.  $E_2$  и возникает ток  $I_2$ . По этой причине двигатель называется **асинхронным** (ротор его вращается несинхронно с полем).

Относительная разность частот или угловых скоростей вращения поля статора и ротора называется **скольжением**:



или

$$S = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \quad (3.16)$$

$$S = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1}, \quad (3.17)$$

где  $n_1$  и  $\omega_1$  – соответственно частота и угловая скорость вращения поля;  $n_2$  и  $\omega_2$  – соответственно частота и угловая скорость вращения ротора.

Частота вращения ротора, выраженная через скольжение, согласно формулам (3.16) и (3.17)

$$n_2 = n_1(1 - S), \quad (3.18)$$

а угловая скорость

$$\omega_2 = \omega_1(1 - S). \quad (3.19)$$

Значения  $n_2$  и  $\omega_2$  определяются величиной внешнего момента  $M_{\text{вн}}$ , приложенного к валу ротора.

При работе АИД в двигательном режиме, когда к валу ротора приложен тормозной нагрузочный момент, ротор будет вращаться с частотой  $n_2$  (с угловой скоростью  $\omega_2$ ) меньшей  $n_1(\omega_1)$ , т.е. с некоторым положительным скольжением, требуемым для создания соответствующего электромагнитного момента  $M$ , уравновешивающего момент нагрузки  $M_{\text{вн}}$  и моменты  $(M_{\text{ст}} - M_{\text{тр}})$ , обусловленные потерями мощности в двигателе.

Вращающееся магнитное поле пересекает обмотку статора и ротора, индуцируя в них переменную э.д.с.

Действующее в обмотках статора значение э.д.с. [5]

$$E_1 = 4,44 f_1 W_1 \Phi_m, \quad (3.20)$$

где  $W_1$  – число витков обмоток статора;  $\Phi_m$  – магнитный поток.

При распределенной обмотке, находящейся в нескольких пазах (что обычно имеет место), э.д.с. в пазовых катушках будут сдвинуты по фазе и их нужно складывать геометрически. В этом случае результирующая э.д.с. распределенной обмотки при укороченном шаге

$$E_1 = 4,44 f_1 W_1 k_{ob} \Phi_m, \quad (3.21)$$

где  $k_{ob} = 0,9 \dots 0,95$  – величина обмоточного коэффициента.

Формула (3.21) используется для определения э.д.с., индуцированных в обмотках как статора, так и ротора АИД, принимая при этом соответствующие числа витков обмотки и обмоточные коэффициенты.

В основном обмотки АИД переменного тока подразделяют на два вида: однослойные и двуслойные. Однослойные обмотки обычно выполняются без укорочения шага, т.е. при  $y = \tau$ , где  $y$  – расстояние между пазами, в которых размещены витки обмотки;  $\tau = \pi D / 2p = z / 2p$  – полюсное деление;  $D$  – диаметр внутренней рас-

точки статора (для обмотки статора) или ротора (для обмотки ротора);  $2p$  – число полюсов;  $z$  – общее число пазов статора или ротора.

Основным параметром, определяющим распределение обмотки по пазам, является число пазов на полюс и фазу:

$$q = z/(2pm), \quad (3.22)$$

где  $m$  – число фаз.

При  $q = 1$  под каждым полюсом расположена только одна катушка каждой фазы, т.е. имеет место **сосредоточенная обмотка**; при  $q > 1$  имеет место **распределенная обмотка**.

**Намагничивающая сила**, создаваемая сосредоточенной обмоткой катушек с числом витков  $W_k$  при максимальном значении тока,

$$F_{k\max} = I_{\max} W_1 = \sqrt{2} IW_k, \quad (3.23)$$

а амплитуда первой гармоники намагничивающей силы

$$F_1 = \frac{2\sqrt{2}}{\pi} IW_k \approx 0,9 IW_k. \quad (3.24)$$

При сосредоточенной обмотке отклонение формы поля от синусоидального весьма велико, поэтому такие обмотки практического применения не получили.

Для улучшения формы поля обмотку каждой фазы распределяют в нескольких пазах, что улучшает условия ее охлаждения.

Для этого типа обмотки

$$F_1 = 0,9 IW_k \frac{\sin \frac{q\alpha}{2}}{q \sin \frac{\alpha}{2}}, \quad (3.25)$$

где  $\alpha = \pi b/\tau$  – угол сдвига в пространстве пазовых катушек;  $b$  – расстояние между осями соседних пазов;  $q$  – число пазов на полюс;  $\tau$  – полюсное деление.

При укороченном шаге обмоток

$$F_1 = 0,9 IW_k k_{p1} k_{v1}, \quad (3.26)$$

где  $k_{y1} = \cos \beta/2$  – коэффициент укорочения;  $\beta = \frac{\pi(\tau - y)}{\tau}$  – угол сдвига обмоток;

$k_{p1} = \sin \frac{q\alpha}{2} / \left( q \sin \frac{\alpha}{2} \right)$  – коэффициент распределения обмотки для первой гармоники.

Частота индукируемой в обмотке врачающегося ротора э.д.с., которая пересекается магнитным потоком с частотой вращения  $n_S = n_1 - n_2$

$$f_2 = \frac{pn_S}{60} = \frac{p(n_1 - n_2)}{60}. \quad (3.27)$$

Учитывая, что  $pn_1/60 = f_1$  и  $(n_1 - n_2)/n_1 = S$ , выражение (3.27) принимает вид

$$f_2 = f_1 \cdot S. \quad (3.28)$$

Э.д.с. в обмотке ротора при вращении

$$E_{2S} = 4,44 S f_1 W_2 k_{o62} \Phi_m, \quad (3.29)$$

где  $W_2$  – число витков обмотки ротора.

Подводимая к статору двигателя из сети мощность

$$P_1 = m_1 U_1 I_1 \cos \Phi_1, \quad (3.30)$$

где  $\Phi_1$  – угол сдвига фаз между э.д.с. и током статора.

В ротор посредством вращающегося магнитного поля передается электромагнитная мощность

$$P_{\text{эм}} = P_1 - \Pi_{cm} - \Pi_{\text{эл}1} . \quad (3.31)$$

Часть электромагнитной мощности, полученной ротором, тратится на покрытие электромагнитных потерь в его обмотке  $\Pi_{\text{эл}2}$ ; оставшаяся – превращается в механическую мощность

$$P_{\text{мех}} = P_{\text{эм}} - \Pi_{\text{эл}2} . \quad (3.32)$$

Потери стали в роторе из-за малой частоты перемагничивания практически отсутствуют.

За вычетом незначительных потерь на трение  $\Pi_{\text{мех}}$  (механических) механическая мощность двигателя отдается нагрузке и является выходной полезной мощностью

$$P_2 = P_{\text{мех}} - \Pi_{\text{мех}} . \quad (3.33)$$

**Электромеханическая мощность**, выраженная через электромагнитный вращающий момент  $M$ ,

$$P_{\text{эм}} = M \cdot \omega_1 , \quad (3.34)$$

где  $\omega_1$  – угловая скорость вращения магнитного поля,

а **механическая мощность** ротора

$$P_{\text{мех}} = M \cdot \omega_2 , \quad (3.35)$$

где  $\omega_2$  – угловая скорость вращения ротора.

На основании выражения (3.1)

$$\Pi_{\text{эл}2} = P_{\text{эм}} - P_{\text{мех}} \quad (3.36)$$

или

$$\Pi_{\text{эл}2} = M\omega_1 - M\omega_2 = M \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} \cdot \omega_1 = M\omega_1 S .$$

Из формулы (3.36) следует, что

$$M = \Pi_{\text{эл}2} / (\omega_1 S) , \quad (3.37)$$

$$S = \Pi_{\text{эл}2} / (M\omega_1) = \Pi_{\text{эл}2} / P_{\text{эм}} . \quad (3.38)$$

Формула (3.38), определяющая скольжение через отношение электрических потерь в роторе ко всей мощности, подводимой к нему от статора, указывает на связь между к.п.д. двигателя и его скольжением.

Величина к.п.д. для двигателей малой и средней мощности составляет 0,7...0,9; для двигателей большой мощности – 0,94...0,96 [5].

**Электромагнитный момент АИД** [5]

$$M = C_m \Phi_m I_2 \cos \varphi_2 , \quad (3.39)$$

где  $C_m = pm_2 \omega_2 k_{ob2} / \sqrt{2}$ ;  $\varphi_2$  – угол сдвига фаз между э.д.с. и током ротора.

Согласно формуле (3.39), электромагнитный момент АИД пропорционален произведению магнитного потока на активную составляющую тока ротора.



### 3.2.1.2. Механические и регулировочные характеристики АИД

Механическая характеристика представляет собой зависимость  $n_2 = f(M)$ , т.е. зависимость частоты вращения ротора  $n_2$  от вращающего момента  $M$ . Эту характеристику можно получить из характеристики  $M = f(S)$ , так как  $n_2 = n_1(1 - S)$ , т.е. между  $n_2$  и  $S$  имеется линейная связь.

Подставив в формулу (3.37) значения

$$\Pi_{\text{эл} 2} = m_2 I_2^2 r_2 = m_2 I_2'^2 r'_2 \quad (3.40)$$

и

$$I_2' = \frac{U_1}{\sqrt{r_1 + \frac{C_1 r'_2}{S} + (x_1 + C_1 x'_2)^2}}, \quad (3.41)$$

полученные на основании схем замещения [5], получаем

$$M = \frac{\Pi_{\text{эл} 2}}{\omega_1 S} = \frac{m_1 U_1^2 r'_2}{\omega_1 S \left[ \left( r_1 + \frac{C_1 r'_2}{S} \right)^2 + (x_1 + C_1 x'_2)^2 \right]}. \quad (3.42)$$

Для АИД мощностью более 10 кВт величина  $C_1 \approx 1$  и тогда (3.42) приобретает вид:

$$M = \frac{m_1 U_1^2 r'_2 S}{\omega_1 [(r_1 S + r'_2)^2 + S^2 (x_1 + x'_2)^2]}, \quad (3.43)$$

где  $x_1$  и  $x'_2$  – соответственно реактивное сопротивление статора и приведенное реактивное сопротивление ротора;  $r_1$  и  $r'_2$  – соответственно активное сопротивление статора и приведенное активное сопротивление ротора;  $x'_2 = x_2 k_A$ ;  $k_A = k_E \cdot k_i$  – коэффициент приведения сопротивлений;  $k_i = m_1 \omega_1 k_{ob1} / (m_2 \omega_2 k_{ob2})$  – коэффициент приведения (трансформации) токов;  $k_E = E_1 / E_2 = k_{ob1} \omega_1 / (k_{ob2} \omega_2)$  – коэффициент приведения (трансформации) э.д.с. и напряжений;  $\omega_1$  и  $\omega_2$  – угловые скорости вращения статора и ротора;  $k_{ob1}$  и  $k_{ob2}$  – обмоточные коэффициенты статора и ротора.

На рисунке 3.6, а [5] показана зависимость  $M = f(S)$ , типичная для АИД, а на (б) – соответствующая ей механическая характеристика  $n_2 = f(M)$ . Режиму холостого хода на кривой рисунка 3.6, а соответствует точка О с координатами  $S=0$  и  $M=0$ , на кривой рисунка 3.6, б – точка О' с координатами  $M=0$  и  $n_2=n_1$ . Режим, при котором АИД развивает максимальный момент, характеризуется точками  $M$  и  $M'$ , а режим, при котором ротор неподвижен (заторможен), – точками  $\Pi$  и  $\Pi'$ . Практически этот режим имеет место в начальный момент пуска и его называют **режимом пуска** или **режимом короткого замыкания**, т.к. при этом режиме токи в обмотках ротора и статора имеют максимальные значения).

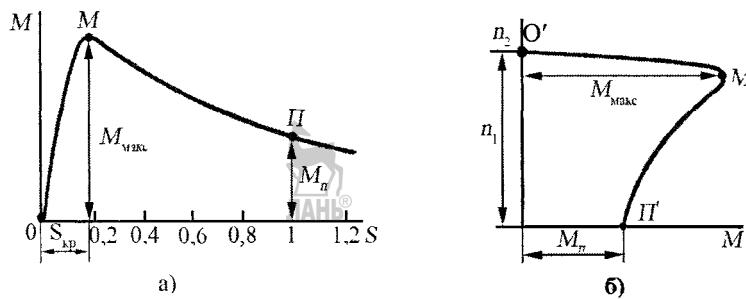


Рисунок 3.6 – Зависимость  $M = f(S)$  асинхронного двигателя (а) и его механическая характеристика  $n_2 = f(M)$  (б)

Максимальный момент  $M_{\max}$  можно получить из (3.43), приравняв нулю первую производную  $dM/dS$ :

$$M_{\max} = \frac{m_1 U_1^2}{2\omega_1(x_1 + x'_2)}. \quad (3.44)$$

Видно, что максимальный момент не зависит от активного сопротивления  $r_2$  ротора, но это сопротивление определяет величину критического скольжения

$$S_{kp} = \frac{r_2}{\sqrt{r_1^2 + (x_1 + x'_2)^2}}, \quad (3.45)$$

при котором АИД развивает момент  $M_{\max}$ .

Пусковой момент, который развивает АИД при неподвижном роторе, можно получить при  $S = 1$ , т.е.

$$M_p = \frac{m_1 U_1^2 r'_2}{\omega_1 [(r_1 + r'_2)^2 + (x_1 + x'_2)^2]}. \quad (3.46)$$

Отношение  $M_p/M_{\max} = k_p$  называется **кратностью начального пускового момента**. Для АИД с короткозамкнутым ротором  $k_p = 0,7\dots1,8$ . При этом кратность пускового тока  $k_{pi} = I_p/I_{1\text{nom}}$  должна быть не больше  $5,5\dots7,0$ .

**Устойчивость работы** – характеризуется способностью АИД восстанавливать установившуюся скорость вращения при небольших кратковременных возмущениях (изменении нагрузки, напряжения питания и др.).

Условие равновесия моментов, приложенных к ротору, описывается с помощью второго закона Ньютона:

$$M = M_{ct} + J \frac{d\omega_2}{dt}, \quad (3.47)$$

где  $M$  – электромагнитный момент АИД;  $M_{ct}$  – статический момент (момент сопротивления механизма, приводимого во вращение, с учетом механических потерь в АИД);  $J \frac{d\omega_2}{dt}$  – динамический момент, зависящий от момента инерции вращающихся масс  $J$  и ускорения ротора  $d\omega_2/dt$ .

При  $M = M_{ct}$  ускорение ротора

$$J \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{M - M_{ct}}{J} = 0, \quad (3.48)$$

т.е. ротор вращается с установившейся скоростью. Если  $M > M_{ct}$ , ротор будет ускоряться, а при  $M < M_{ct}$  – замедляться.

При изменении статического момента, приводимого от двигателя механизма (нагрузки) по некоторой характеристике 2 (рисунок 3.7) [5], условие  $M = M_{ct}$  имеет место в точках А и В при двух величинах скольжения  $S_1$  и  $S_2$ . Однако в точке В двигатель не может работать устойчиво, так как при малейшем изменении момента  $M_{ct}$  (нагрузка) и возникающем в результате этого отклонении скорости вращения от установленного значения появляется избыточный замедляющий или ускоряющий момент  $\pm(M - M_{ct})$ , увеличивающий это отклонение. Так, при увеличении  $M_{ct}$ , ротор начинает замедляться, и скольжение  $S$  будет возрастать.

В точке А режим работы АИД будет устойчивым, так как при увеличении  $M_{ct}$  и замедлении ротора электромагнитный момент  $M$  будет не уменьшаться, а возрастать.

Таким образом, АИД при работе на поднимающейся части характеристики  $M = f(S)$  обладает свойством внутреннего саморегулирования, благодаря которому его вращающий момент автоматически регулируется по закону  $M = M_{ct}$ . Регулирование это осуществляется за счет увеличения или уменьшения частоты

вращения ротора  $n_2$  (скольжения  $S$ ), т.е. система регулирования является **статической**.

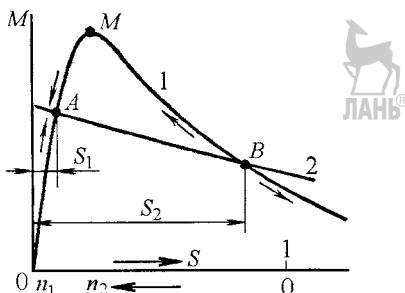


Рисунок 3.7 – Зависимость электромагнитного момента  $M$  асинхронного двигателя (кривая 1) и статического момента  $M_{ct}$  приводимого им механизма (кривая 2) от скольжения  $S$

Сравнивая условия работы АИД в точках А и В, можно сделать вывод, что работа АИД будет устойчивой, если с увеличением частоты вращения  $n_2$  момент двигателя  $M$  уменьшается быстрее, чем статический момент  $M_{ct}$ , т.е.

$$\frac{dM}{dn} < \frac{dM_{ct}}{dn} \quad \text{или} \quad \frac{dM}{dS} < \frac{dM_{ct}}{dS}. \quad (3.49)$$

Оно выполняется, если АИД работает на участке ОМ характеристики  $M = f(S)$ , когда

$$\frac{dM}{dS} > 0 \quad \text{или} \quad \frac{dn}{dM} < 0. \quad (3.50)$$

Следовательно, АИД может устойчиво работать только в диапазоне изменения скольжения  $0 < S < S_{kp}$ .

Когда АИД работает при скольжении, меньшем  $S_{kp}$ , но близком к нему, случайная перегрузка может привести к его остановке, если на короткое время  $M_{ct} > M_{\max}$ . Поэтому  $M_{\max}$  называют **опрокидывающим моментом**. Чтобы АИД работал надежно, его номинальный режим  $M_{nom}$  выбирают из условия  $M_{\max}/M_{nom} \geq 1,7$ .

**Регулирование угловой скорости вращения АИД с учетом полученного на основании (3.15) и (3.19) выражения**

$$\omega_2 = \omega_1(1 - S) = \frac{2\pi f_1}{p}(1 - S), \quad (3.51)$$

может осуществляться путем изменения частоты  $f_1$  питающего напряжения, числа пар полюсов  $p$  и величины скольжения  $S$ . Последнее, как следует из (3.43), при заданных  $M = M_{ct}$ ,  $f_1$  и  $x_2$  можно изменять путем изменения  $r'_2$  и  $U_1$ .

**Семейство механических характеристик при регулировании частоты питающего напряжения** показано на рисунке 3.8, а [1, 38].

Если регулируется только частота питающего напряжения, то частота идеального холостого хода изменяется пропорционально, а нагрузочная способность АИД уменьшается, так как с увеличением частоты увеличивается индуктивное сопротивление статорных обмоток, следовательно, ток и момент двигателя уменьшаются. Для сохранения нагрузочной способности при частотном регулировании пропорционально частоте изменяют и амплитуду напряжений по закону  $U_1/f_1 \approx \text{const}$ ; при этом ток и момент остаются неизменными. Семейство механических характеристик при таком способе регулирования показаны на рисунке 3.8, б.

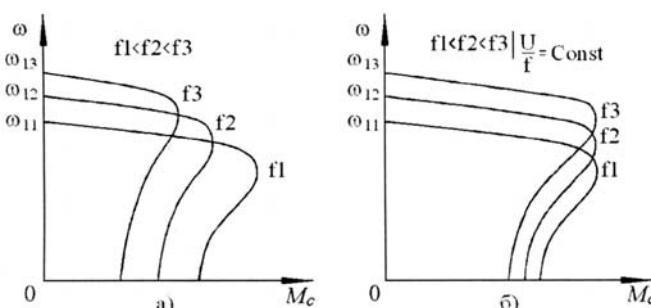


Рисунок 3.8 – Семейство механических характеристик АИД при частотном регулировании: а) изменяется только частота; б) пропорционально изменяются частота и амплитуда напряжений

**Регулирование путем изменения числа пар полюсов** применяется в АИД, позволяющих изменять число пар полюсов за счет внешней коммутации, что позволяет получить ступенчатое изменение скорости вращения. Число пар полюсов можно изменять в целое число раз. При увеличении числа пар полюсов частота уменьшается, а нагрузочная способность возрастает.

Семейство механических характеристик АИД при таком способе регулировки приведено на рисунке 3.9, а АИД с переключением числа полюсов называются **многоскоростными**.

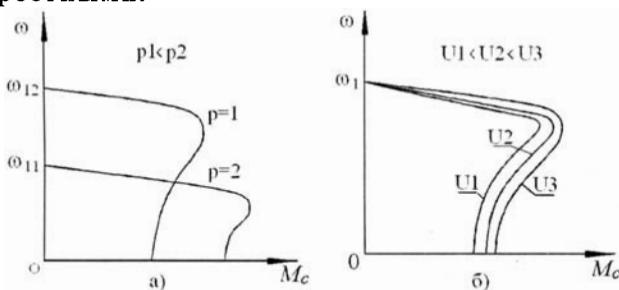


Рисунок 3.9 – Семейство механических характеристик АИД при изменении: а) числа пар полюсов; б) амплитуды напряжений

Многоскоростные АИД имеют следующие недостатки: большие габариты и вес по сравнению с двигателями нормального исполнения, а следовательно, и большую стоимость. Кроме того, регулирование осуществляется большими ступенями.

**Регулирование скольжения** в АИД осуществляется за счет изменения амплитуды приложенных напряжений. При этом частота идеального холостого хода не изменяется, а нагрузочная способность возрастает (рисунок 3.9, б).

### 3.2.1.3. Пуск и торможение АИД



При пуске АИД в ход должны удовлетворяться следующие основные требования: процесс пуска должен быть простым и осуществляться без сложных пусковых устройств; пусковой момент должен быть достаточно большим, а пусковые токи – как можно меньшими.

Пуск АИД сопровождается увеличением пускового тока, кратность которого составляет от 2 до 10. Следует иметь ввиду, что пуск асинхронного двигателя можно осуществлять если момент сопротивления  $M_{ct}$  меньше пускового момента  $M_p$ , а после разгона двигателя момент сопротивления может быть увеличен вплоть до критического  $M_{kp}$  (асинхронный двигатель после разгона допускает "наброс нагрузки").

Существует пять способов пуска: прямой; за счет введения добавочных сопротивлений; при пониженном напряжении; переключением со схемы "звезда" на "треугольник"; плавный пуск.

**Прямой пуск** применяется для АИД с короткозамкнутым ротором малой и средней мощности (до 5 кВт), а возможность его применения зависит, в основном, от параметров питающей сети. При этом обмотка статора подключается непосредственно к питающей сети (см. рисунок 3.5, д). Недостатки: большой пусковой ток и сравнительно небольшой пусковой момент.

**Пуск за счет введения добавочных сопротивлений** обеспечивает снижение пускового тока на время пуска. Схема пуска приведена на рисунке 3.10, а. В начальный момент времени замыкаются контакты K1, а после разгона АИД — контакты K2. Индуктивности L1 ... L3 подбираются таким образом, чтобы кратность пускового тока не превышала 2 ... 5. Недостатком этого способа является то, что при уменьшении тока в  $k$  раз момент двигателя уменьшается в  $k^2$  раз.

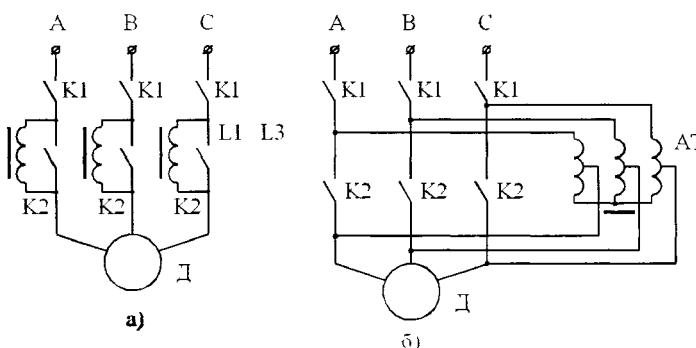


Рисунок 3.10 – Схемы пуска АИД:

а) при введении добавочных сопротивлений; б) при пониженном напряжении

**Пуск при пониженном напряжении** применяется для пуска АИД с короткозамкнутым ротором большой мощности, а также для двигателей средней мощности (рисунок 3.10, б). Он может осуществляться при помощи автотрансформатора (АТ) или других устройств (например, частотных преобразователей), позволяющих регулировать амплитуду трехфазного переменного напряжения. Достоинство этого способа заключается в том, что при снижении напряжения в  $k$  раз величина момента уменьшается в такое же количество раз, однако требуется наличие АТ, имеющего значительные габариты.

Недостатком является снижение максимального момента АИД, который пропорционален квадрату прилагаемого напряжения. Поэтому такой способ может применяться только при пуске двигателей без нагрузки.

**Пуск переключением со "звезды" на "треугольник"** (рисунок 3.11) используется в том случае, когда рабочая схема включения двигателя — "треугольник".

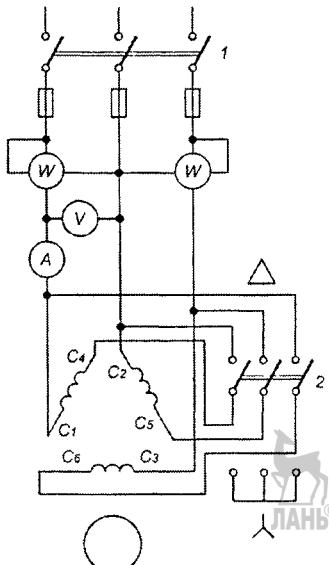


Рисунок 3.11 – Схема пуска двигателя переключением статора со «звезды» на «треугольник»:  $C_1, C_2, C_3$  — начала обмоток статора;  $C_4, C_5, C_6$  — концы обмоток статора

При этом способе пуска статорные обмотки включаются сначала по схеме "звезды", а после разгона осуществляется переключение на "треугольник". В схеме "звезда" к каждой статорной обмотке прикладывается фазное напряжение  $U_\phi$ , а в схеме "треугольник" – линейное  $U_a$ , которое связано с фазным зависимостью

$$U_a = \sqrt{3} U_\phi. \quad (3.52)$$

Из данного выражения видно, что пусковой ток уменьшается в 1,73 раза.

**Плавный пуск** осуществляется при помощи устройств плавного пуска или частотных преобразователей путем медленного повышения частоты питающих напряжений и токов статорных обмоток.

Существует три способа торможения АИД: генераторное, динамическое, противовключением [1].

**Генераторный режим торможения** возникает тогда, когда частота вращения ротора  $n_2$  превышает частоту вращения поля статора  $n_1$ . При  $n_2 > n_1$ , как следует из выражения (3.18), скольжение становится отрицательным. При этом двигатель автоматически переходит в генераторный режим.

На рисунке 3.12, а показана полная круговая диаграмма, соответствующая различным режимам работы АИД, а на рисунке 3.12, б – построенная по ней зависимость  $M = f(S)$ . Генераторному режиму работы, при котором двигатель отдает электрическую энергию в сеть, соответствует на круговой диаграмме часть окружности токов, лежащая ниже линии OG, а на характеристике  $M = f(S)$  – область, расположенная слева от начала координат в диапазоне скольжений  $-\infty < S < 0$  [5].

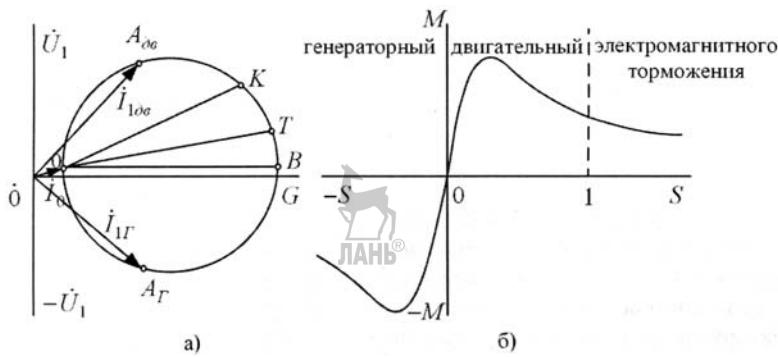


Рисунок 3.12 – Круговая диаграмма (а) и зависимость момента от скольжения (б) при работе АИД в режимах двигательном, генераторном и электромагнитного торможения

В генераторном режиме активная составляющая тока  $i_{1G}$  противоположна по фазе активной составляющей тока  $i_{1dv}$  в двигательном режиме, т.е. она сдвинута на  $180^\circ$  относительно вектора напряжения  $\dot{U}_1$ . Следовательно, двигатель отдает в сеть электрическую энергию. Вращающий момент является тормозным – он противоположен по направлению угловой скорости вращения ротора  $\omega_2$ .

Обеспечить генераторный режим торможения можно при переключении работающего двигателя на большее число пар полюсов.

**Динамическое торможение** обеспечивается отключением статорных обмоток от трехфазного напряжения и подачей на две или на три фазы постоянного напряжения (рисунок 3.13, а).

При подаче постоянного напряжения в АИД формируется неподвижное в пространстве магнитное поле. Ротор по инерции вращается в этом поле, в результате чего в его короткозамкнутых обмотках возникает индуктивный ток, взаимо-

действие которого с магнитными потоками статора создает тормозной момент. Торможение происходит до нулевой скорости, но с уменьшением частоты вращения величина момента уменьшается.

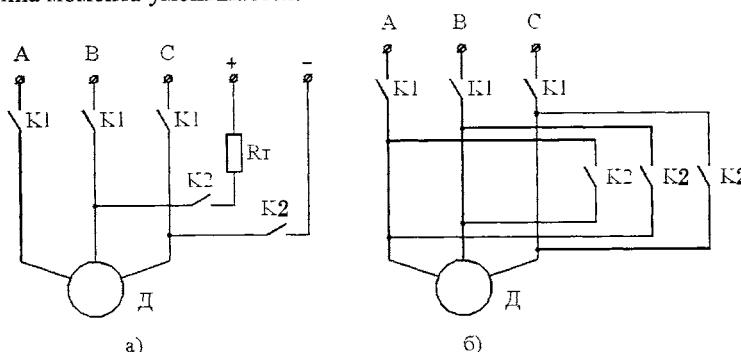


Рисунок 3.13 – Схемы торможения АД: динамического (а); противовключением (б)

При динамическом торможении всегда используется тормозное сопротивление  $R_t$ , выполняющее функцию токоограничителя, так как при постоянном токе индукционное сопротивление  $X_L = 0$ , а активное сопротивление обмоток мало, поэтому ток необходимо ограничивать. В качестве источника постоянного напряжения обычно используется одна из фаз переменного напряжения и выпрямитель.

**Торможение противовключением** или режим электромагнитного торможения вращающегося по инерции ротора двигателя осуществляется изменением направления вращения магнитного поля. Для этого необходимо изменить порядок подключения любых двух фаз АИД. При этом направление момента двигателя изменяется на противоположное. Если при нулевой скорости не отключить АИД от сети, то он начинает разгоняться в противоположную сторону, т.е. происходит его **реверсирование**. Схема торможения противовключением показана на рисунке 3.13, б.

Практически режим электромагнитного торможения используют для быстрой остановки механизмов. Достоинством его является то, что он позволяет создавать большие тормозные моменты при низких частотах вращения и даже при частоте вращения ротора  $n_2 = 0$ .

При электромагнитном торможении частота вращения ротора  $n_2 < 0$  (частота вращения  $n_1$  принимается положительной), поэтому скольжение  $S$  становится больше единицы.

Этому режиму соответствует на круговой диаграмме (см. рисунок 3.12, а) часть окружности токов, расположенная между точками К и Т, а на характеристике  $M = f(S)$  – область, лежащая правее точки с абсциссой  $S = 1$ , т.е. в диапазоне скольжения  $1 < S < \infty$  (рисунок 3.12, б).

### 3.2.2. АИД с короткозамкнутой обмоткой в виде беличьего колеса

Конструкция таких АИД может иметь два исполнения (рисунок 3.14, а): с лапами или фланцем для закрепления на технологическом оборудовании. При закреплении с помощью лап фланец может служить для закрепления, например, редуктора или другого ПМ.

Обмотка ротора АИД выполнена в виде беличьего колеса, накоротко замкнута и не имеет никаких выводов (рисунок 3.14).

Беличье колесо может быть выполнено в виде медных или алюминиевых стержней (б), замкнутых накоротко с торцов двумя кольцами. Стержни этой обмотки вставляются в пазы сердечника ротора без какой-либо изоляции, так как

э.д.с., индукируемая в короткозамкнутой обмотке, при работе двигателя мала, а проводимость стержней во много раз больше проводимости сердечника ротора.

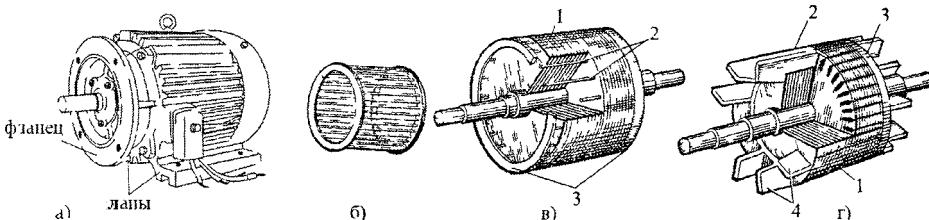


Рисунок 3.14 – Общий вид (а) и конструкция короткозамкнутого ротора АИД:  
б) беличье колесо; в) ротор с медной стержневой обмоткой;  
г) ротор с алюминиевым литым колесом;  
1 – сердечник ротора; 2 – стержни;  
3 – короткозамыкающие кольца; 4 – лопасти вентилятора

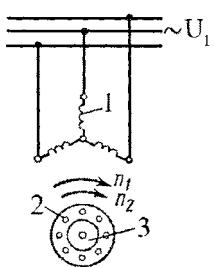


Рисунок 3.15 – Схема подключения трехфазного АИД с короткозамкнутым ротором в виде беличьего колеса: 1 – обмотка статора; 2 – обмотка ротора в виде стержней; 3 – сердечник ротора

В двигателях большой мощности беличье колесо выполняют из медных стержней, концы которых впаиваются в короткозамыкающие кольца (в).

В двигателях малой и средней мощности беличье колесо получают путем заливки расплавленного алюминия в пазы сердечника ротора (г).

Схема подключения трехфазного АИД с короткозамкнутым ротором в виде беличьего колеса показана на рисунке 3.15.

В электрическом отношении беличье колесо представляет собой многофазную обмотку, соединенную звездой и замкнутую накоротко. Число фаз обмотки  $m$  равно числу пазов ротора  $z_2$ , причем в каждую фазу входят один стержень и прилегающие к нему участки короткозамыкающих колец.

Сдвиг по фазе между токами в соседних стержнях  $\alpha = 2\pi p / z_2$ .

К недостаткам АИД данного исполнения относится наличие большого момента инерции ротора, снижающего быстродействие.

### 3.2.3. АИД с фазным ротором

Отличительной особенностью АИД с фазным ротором является наличие на роторе обмотки из проводников круглого или прямоугольного сечения, начала которой выведены на контактные (токосъемные) кольца. Узел контактных колец вынесен из корпуса и закрыт кожухом (рисунок 3.16, а) [5, 27].

На статоре расположена трехфазная обмотка (однослочная или двуслойная), которая при подключении к сети трехфазного тока создает вращающееся магнитное поле. Ротор также имеет трехфазную обмотку с тем же числом полюсов. Обмотка ротора обычно соединяется звездой, три конца которой выводятся к трем контактным кольцам (рисунок 3.16, б), вращающимся вместе с валом АИД.

С помощью металлографитных щеток, скользящих по контактным кольцам, к ротору подключается пусковой или пускорегулирующий реостат, т.е. в каждую фазу ротора вводится добавочное активное сопротивление.

Для уменьшения износа колец и щеток двигатели с фазным ротором часто снабжаются приспособлениями для подъема щеток и замыкания колец накоротко после выключения реостата.

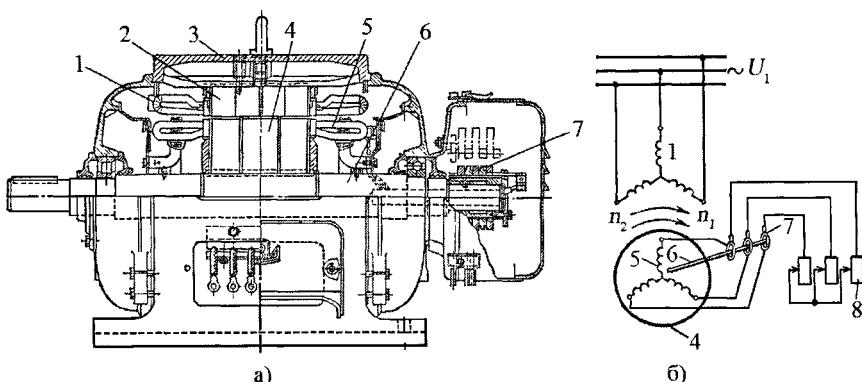


Рисунок 3.16 – Асинхронный двигатель с фазовым ротором (а) и схема его включения (б):  
1 – обмотка статора; 2 - сердечник статора; 3 - корпус; 4 – сердечник ротора;  
5 – обмотка ротора; 6 - вал; 7 - контактные кольца; 8 – пусковой реостат

### 3.2.4. АИД с полым немагнитным ротором

В исполнительных АИД важно иметь большое быстродействие и большую кратность пускового и максимального моментов. Этим требованиям отвечают двухфазные АИД с полым немагнитным ротором (рисунок 3.17, а) [5].

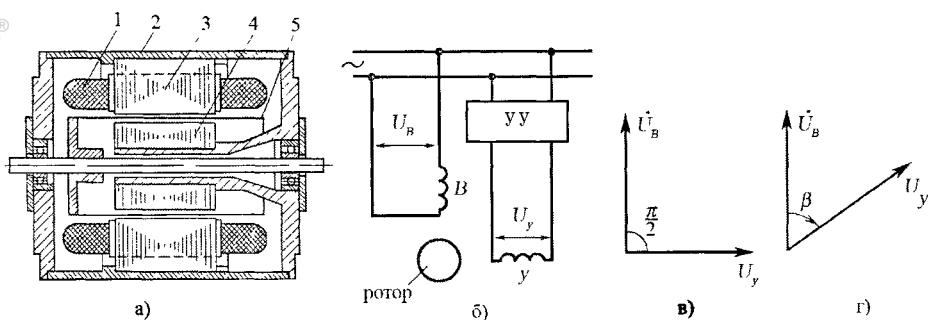


Рисунок 3.17 – Конструкция (а); принципиальная схема асинхронного двигателя с полым ротором (б); векторная диаграмма напряжений, подаваемых на его обмотки статора при амплитудном (в) и фазовом (г) управлении

АИД имеет установленный в корпусе 2 внешний статор 3, на котором расположены две обмотки 1, сдвинутые в пространстве на угол  $90^\circ$ . Ротор 5 выполнен в виде тонкостенного полого цилиндра (стакана) из алюминия. Для уменьшения магнитного сопротивления двигателя применяется также внутренний статор 4, набираемый из листов электротехнической стали, так же как и внешний статор.

Принципиальная схема АИД показана на рисунке 3.17, б. Одна из обмоток статора В, называемая обмоткой возбуждения, подключается к сети переменного тока с постоянно действующим значением напряжения  $U_B$ . Ко второй обмотке статора У, называемой обмоткой управления, подводится напряжение управления  $U_y$  от управляющего устройства (УУ).

При протекании тока по обмоткам статора создается вращающееся магнитное поле и в роторе индуцируется э.д.с., направленная по образующей цилиндра. Под воздействием этой э.д.с. в роторе возникают вихревые токи, которые, взаимодействуя с вращающимся полем, создают электродинамические усилия и вращающий момент.

Характерной особенностью АИД с полым немагнитным ротором является значительный ток холостого хода, составляющий 85...95 % от номинального, что объясняется большой расчетной величиной воздушного зазора  $\delta$  между ротором и статором.

Так, например, при толщине стенки немагнитного ротора  $\Delta = 0,5 \dots 1$  мм и зазорах между ротором и статором  $\delta = 0,05 \dots 0,1$  мм, величина  $\delta_3$  составляет 0,6...1,2 мм вместо 0,1...0,2 мм у соответствующего АИД с беличьим колесом.

Иногда полый ротор выполняется ферромагнитным (стальным). При этом внутренний статор не требуется и конструкция АИД упрощается. Однако такой АИД имеет ряд существенных недостатков, основным из которых является возможность прилипания ротора к статору при неравномерном воздушном зазоре или износе подшипников и пониженное быстродействие (в 10...20 раз) по сравнению с АИД с немагнитным ротором из-за большей массы.

Различают три основных метода изменения напряжения на обмотке управления, т.е. три способа управления скоростью вращения АИД: амплитудное, фазовое и амплитудно-фазовое управление [5].

При **амплитудном управлении** изменяется только величина амплитуды напряжения управления  $U_y$  или пропорциональное ей действующее значение этого напряжения. Величина напряжения управления  $U_y$  может быть оценена коэффициентом сигнала

$$\alpha = U_y / U_B . \quad (3.53)$$

Векторы напряжения управления и возбуждения при всех значениях коэффициента  $\alpha$  образуют угол  $90^\circ$  (рисунок 3.17, в).

**Фазовое управление** характерно тем, что напряжение управления  $U_y$  остается неизменным по величине, а регулирование скорости достигается изменением угла сдвига фаз  $\beta$  между векторами напряжения возбуждения и управления (рисунок 3.17, г).

В качестве коэффициента сигнала при фазовом управлении принимается величина, равная синусу угла сдвига фаз между векторами напряжения  $U_y$  и  $U_B$ , т.е.  $\alpha = \sin \beta$ .

При **амплитудно-фазовом управлении** изменяются как амплитуда напряжения управления, так и угол сдвига фаз между напряжениями  $U_y$  и  $U_B$ , подаваемыми на обмотки статора. Этот способ осуществляется практически путем включения в цепь обмотки возбуждения конденсатора, поэтому схема амплитудно-фазового управления часто называется **конденсаторной**.

При всех методах управления скорость асинхронного двигателя изменяется за счет создания несимметричного эллиптического магнитного поля, которое можно представить в виде двух круговых вращающихся полей прямой и обратной последовательности. Изменение напряжения на обмотке управления по величине или по фазе приводит к изменению отношений между амплитудами потоков прямой и обратной последовательностей. В связи с этим меняется вид механической характеристики, а следовательно, и скорость вращения ротора двигателя.

Анализ характеристик двухфазных асинхронных двигателей при различных методах управления позволяет сделать следующие выводы [5]:

а) линейность механических и регулировочных характеристик выше всего при фазовом управлении. Амплитудно-фазовое управление дает наибольшее отклонение от прямой линии, хотя его регулировочная характеристика и ближе всего к критерию линейности (при малых значениях  $\alpha_3$ ):

$$v = 2(\alpha_3 - m_o), \quad (3.54)$$

где  $v = n_1 / n_2$  — относительная частота вращения ротора;  $\alpha_3$  — эффективный коэффициент сигнала управления;  $m_o = M / M_k$  — относительный вращающий мо-

мент;  $n_1$  и  $n_2$  – соответственно частоты вращения магнитного поля и ротора;  $M$  – электромагнитный момент двигателя;  $M_k$  – базовый момент при круговом врашающемся поле ( $\alpha_3 = 1$ ) и неподвижном роторе ( $v = 0$ ).

Для фазного управления в качестве критерия линейности регулировочной характеристики берется уравнение

$$v = \sin \beta - m_o, \quad (3.55)$$

где  $\beta$  – угол между вектором напряжения управления  $\dot{U}_y$  и возбуждения  $\dot{U}_B$  (рисунок 3.9, г);  $m_o = M/M_k = \sin \beta - v$  – относительный момент при  $\sin \beta = 1$  и неподвижном роторе.

Недостаток фазного управления – сравнительная сложность изменения фазы управляющего сигнала.

б) мощность управления при амплитудном и амплитудно-фазовом управлении практически одинакова и пропорциональна квадрату коэффициента сигнала; при фазовом управлении коэффициент сигнала практически не влияет на мощность управления, т.е. при малых коэффициентах сигнала она больше, чем при других методах управления;

в) степень использования (электромагнитная мощность при круговом поле и неподвижном роторе) для всех трех способов управления одинакова, если одинаково напряжение возбуждения;

г) наиболее простым является амплитудно-фазовое управление (конденсаторная схема) (рисунок 3.18, а), при котором не требуется никаких дополнительных устройств для сдвига фаз между напряжением управления и возбуждения. Если подобрать коэффициент сигнала  $\alpha = \alpha_k$  и емкость  $C$  так, чтобы поле было круговым, то векторная диаграмма напряжений будет иметь вид, показанный на (б). В этом случае будут существовать только поле и токи прямой последовательности. Величины емкости  $C$  и коэффициента сигнала  $\alpha_k$  выбирают такими, чтобы круговое вращающееся поле получилось при неподвижном роторе (режим короткого замыкания).

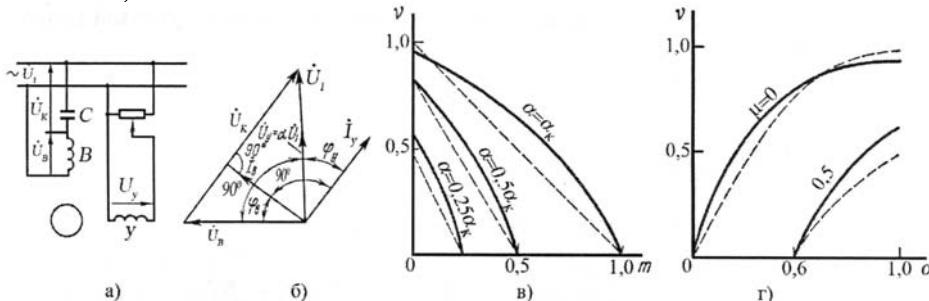


Рисунок 3.18 – Схема двухфазного АД при амплитудно-фазовом управлении (а), его векторная диаграмма (б), механическая (в) и регулировочная (г) характеристики

Механические характеристики АД (в) при данном способе управления (сплошные линии) близки к характеристикам при амплитудном управлении (пунктирные линии). При  $\alpha = \alpha_k$  относительная скорость холостого хода  $v_o$  меньше единицы. Это объясняется тем, что круговое вращающееся поле имеет место только при  $v = 0$ .

Общий вид регулированных характеристик (г) остается примерно таким же, как и при амплитудном управлении, но линейность их несколько уменьшается.

Достоинством амплитудно-фазового управления является возможность получения значительных пусковых моментов, недостатком – некоторое снижение устойчивости в зоне малых скоростей.

### 3.3. Синхронные исполнительные двигатели

#### 3.3.1. Принцип работы и конструкция синхронного двигателя

Электромагнитная схема синхронного исполнительного двигателя (СИД) отличается от асинхронной тем, что ток в обмотке ротора не создается индуктивным путем, т.е. в результате пересечения проводников ротора и вращающегося магнитного поля, а подается от внешнего источника постоянного тока. Таким образом, в двигателе имеет место раздельное питание обмоток ротора и статора [5].

Статор 1 синхронного двигателя (рисунок 3.19) выполнен так же, как и асинхронный: на нем расположена  $m$ -фазная (обычно трехфазная) обмотка. Обмотка ротора 4 состоит из одной или нескольких катушек, образующих многополюсную систему с тем же числом полюсов  $2p$ , что и обмотка статора 3. Обмотка ротора называется **обмоткой возбуждения**, т.к. она возбуждает в двигателе постоянный по величине магнитный поток возбуждения. Вращающаяся обмотка ротора соединяется с внешним источником постоянного тока посредством контактных колец 5 и щеток 6. При вращении ротора 2 с некоторой частотой  $n_2$  поток возбуждения пересекает проводники обмотки статора и индуцирует в ее фазах переменную э.д.с.  $E_1$ , изменяющуюся с частотой

$$f_1 = pn_2 / 60. \quad (3.56)$$

Если обмотку статора подключить к нагрузке, то протекающий по этой обмотке многофазный ток  $I_a$  создает вращающееся магнитное поле, частота вращения которого

$$n_1 = 60 f_1 / p. \quad (3.57)$$

Из (3.56) и (3.57) следует, что  $n_1 = n_2$ , т.е. что магнитные поля статора и ротора вращаются с одинаковой частотой. По этой причине рассматриваемый двигатель называется **синхронным**. В таком двигателе результирующий магнитный поток  $\Phi_{pes}$  создается совместным действием намагничивающих сил обмотки возбуждения и обмотки статора и вращается в пространстве с той же угловой скоростью, что и ротор.

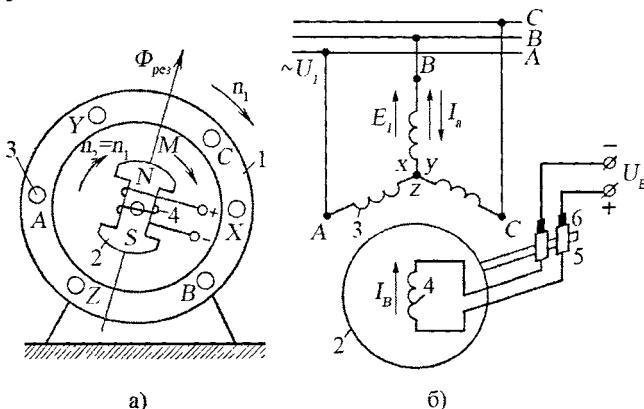


Рисунок 3.19 – Электромагнитная схема синхронной машины (а) и схема ее включения (б)

При подключении обмотки статора к сети с напряжением  $U_1$  и частотой  $f_1$  протекающий по обмотке ток создает, так же как в асинхронном двигателе, вращающееся магнитное поле, частота вращения которого определяется по (3.56). В результате взаимодействия этого поля с током возбуждения  $I_B$ , протекающим по обмотке ротора, создается электромагнитный момент, который при двигательном режиме является вращающим, а при работе в генераторном режиме – тормозным.

Таким образом, в рассматриваемом СИД, в отличие от АИД, для возникновения электромагнитного момента  $M$  не требуется индуктировать э.д.с.  $E_2$  в обмотке ротора, так как ток подается в эту обмотку от постоянного источника. Поэтому ротор всегда вращается с частотой вращения поля  $n_1$ , как в двигательном, так и в генераторном режимах, независимо от механической нагрузки на валу ротора или электрической нагрузки.

Общий вид ротора СИД показан на рисунке 3.20.

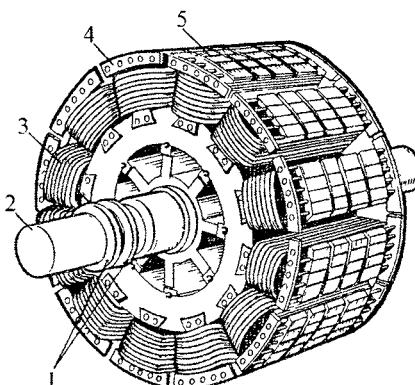


Рисунок 3.20 – Общий вид ротора синхронного двигателя:  
1 – контактные кольца; 2 – вал; 3 – обмотка возбуждения;  
4 – пусковая обмотка; 5 – полюса

Если пренебречь потерями мощности в обмотке якоря, которые малы по сравнению с электрической мощностью  $P_{\text{эл}}$ , потребляемой обмоткой якоря, электромагнитная мощность двигателя

$$P_{\text{эм}} = P_{\text{эл}} = m U_1 I_a \cos \varphi. \quad (3.58)$$

Электромагнитный момент пропорционален мощности  $P_{\text{эм}}$ :

$$M = P_{\text{эм}} / \omega_1 = \frac{m U_1 E_1}{\omega_1 X_c} \sin \Theta, \quad (3.59)$$

где  $m$  – число фаз обмоток статора;  $U_1$  – напряжение питания обмоток статора;  $E_1$  – э.д.с. в обмотке статора;  $\omega_1$  – угловая частота вращения поля статора;  $X_c = 0,9 \dots 2,4$  – полное индуктивное сопротивление неявнополюсных двигателей средней и большой мощности;  $\Theta = 15 \dots 30^\circ$  – угол, характеризующий статическую устойчивость работы СИД.

В качестве источника постоянного тока для питания обмотки возбуждения ротора СИД может служить генератор постоянного тока (возбудитель), установленный на валу ротора СИД (рисунок 3.21, а) или полупроводниковый выпрямитель, присоединенный к обмотке статора (рисунок 3.21, б). Мощность, необходимая для возбуждения, невелика и составляет 0,3...3 % от мощности СИД. Регулирование тока возбуждения  $I_b$  осуществляется с помощью регулировочного реостата или автоматически специальными регуляторами.

СИД не имеет начального пускового момента. Если его подключить к сети переменного тока, когда ротор неподвижен, а по обмотке возбуждения проходит постоянный ток, то за один период изменения тока электромагнитный момент будет дважды менять свое направление, т.е. средний момент за период будет равен нулю. При этих условиях двигатель не сможет прийти во вращение, так как ротор его, обладающий определенной инерцией, не может быть в течение одного полупериода разогнан до синхронной частоты вращения. Следовательно, для пуска в

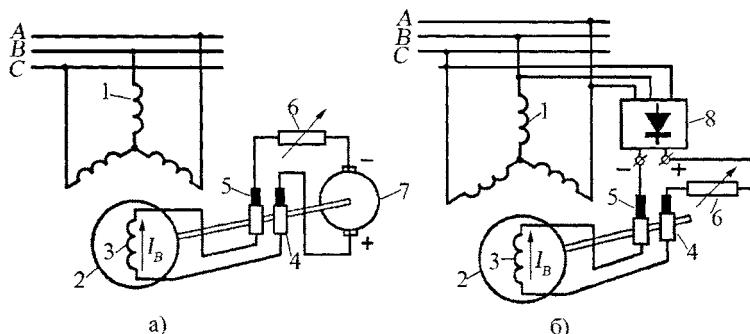


Рисунок 3.21 – Схема включения синхронной машины при питании обмотки возбуждения от возбудителя (а) и от выпрямителя (б): 1 – обмотка статора; 2 – ротор; 3 – обмотка возбуждения; 4 – контактные кольца; 5 – щетки;

6 – регулировочный реостат (регулятор напряжения); 7 – возбудитель; 8 – выпрямитель

ход СИД необходимо разогнать его ротор с помощью внешнего момента до частоты вращения, близкой к синхронной. Для этой цели применяется метод асинхронного пуска. При этом методе СИД пускается в ход как АИД (рисунок 3.22, а), для чего его снабжают специальной короткозамкнутой пусковой обмоткой, выполненной по типу беличьего колеса. При включении трехфазной обмотки статора в сеть образуется вращающееся магнитное поле, которое, взаимодействуя с током  $I_2$  в пусковой обмотке (рисунок 3.22, б), создает электромагнитные силы  $F$  и увлекают за собой ротор.

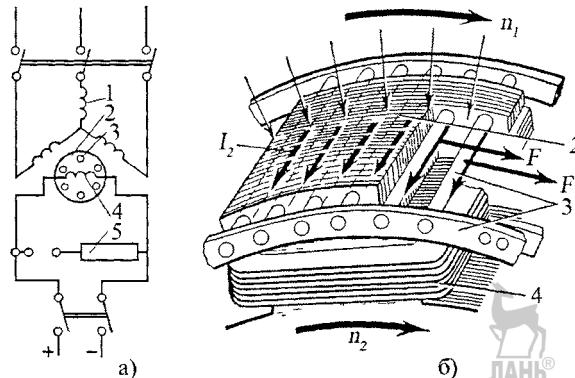


Рисунок 3.22 – Схема асинхронного пуска двигателя (а) и устройство его пусковой обмотки (б): 1 – обмотка статора; 2 – полюсный наконечник ротора; 3 – пусковая обмотка; 4 – обмотка возбуждения ротора; 5 – сопротивление

После разгона ротора до частоты вращения, близкой к синхронной, обмотка возбуждения подключается к источнику постоянного тока, и образующийся синхронизирующий момент втягивает ротор в синхронизм.

Во избежание пробоя изоляции обмотки возбуждения ее замыкают на сопротивление 5, в 8...12 раз превышающее активное сопротивление обмотки. При асинхронном пуске СИД пусковой ток может достигать большой величины:  
 $I_{\Pi} = (4...6)I_{\text{ном}}$ .

Рабочие характеристики (рисунок 3.23) представляют собой зависимость тока  $I_a$ , электрической мощности  $P_1$ , поступающей в обмотку якоря, к.п.д.  $\eta$  и  $\cos \varphi$  от отдаваемой механической мощности  $P_2$  при  $U_c = \text{const}$ ,  $f_c = \text{const}$  и неизменном токе возбуждения.

Поскольку частота вращения ротора СИД постоянна, зависимость  $n = f(P_2)$  обычно не приводится; не приводится также и зависимость  $M = f(P_2)$ , так как врашающий момент  $M$  пропорционален  $P_2$ . Зависимости  $I_a = f(P_2)$  и  $P_l = f(P_2)$  имеют характер, близкий к линейному. Кривая  $\eta = f(P_2)$  имеет характер, общий для всех двигателей. СИД могут работать с  $\cos \varphi = 1$ , но обычно они работают при  $\cos \varphi = 0,9\dots0,8$ .

СИД имеют следующие достоинства:

а) строгое постоянство скорости вращения независимо от механической нагрузки на валу;

б) меньшая, чем у АИД, чувствительность к колебаниям напряжения, так как их максимальный момент пропорционален напряжению в первой степени, а не квадрату напряжения, как у АИД;

в) возможность работы при  $\cos \varphi = 1$ , что приводит к уменьшению размеров двигателя, так как его ток меньше тока АИД той же мощности.

Недостатками СИД являются:

а) сложность конструкции по сравнению с АИД;

б) сравнительная сложность пуска в ход;

в) трудность с регулированием скорости вращения, которое возможно только путем изменения частоты питающего напряжения.

Указанные недостатки СИД делают их менее выгодными, чем АИД для использования в составе следящих приводов технологического оборудования.

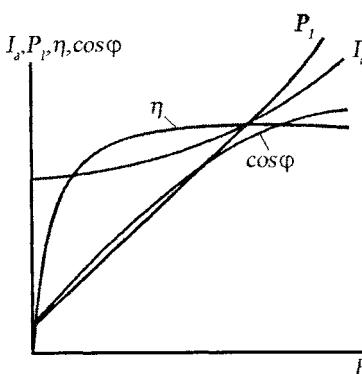


Рисунок 3.23 – Рабочие характеристики синхронного двигателя

### 3.3.2. Синхронные двигатели с постоянными магнитами

Двигатели данного типа выполняются без обмотки возбуждения на роторе, что значительно повышает их эксплуатационную надежность и упрощает конструкцию. Их мощность лежит в пределах от долей ватта до нескольких сотен ватт. Характерной особенностью таких СИД является то, что частота вращения ротора  $n_2 = n_1$  жестко связана с частотой питающей сети  $f_1$ , поэтому они используются в различных приводах технологического оборудования, где требуется поддерживать постоянную частоту вращения, а также в системах, где частота вращения исполнительных механизмов управляет изменением частоты питающего напряжения.

В СИД с постоянными магнитами роль обмотки возбуждения выполняет блок постоянных магнитов, изготовленный из магнитотвердого материала (сплавы типа ални, алнико, магнико и др.) [5], располагаемый на роторе. Статор имеет обычную конструкцию: в его пазах размещаются одно-, двух- или трехфазная обмотки.

Кроме блока постоянных магнитов на роторе устанавливается собранный (шихтованный) из листовой стали пакет, в пазах которого размещается пусковая короткозамкнутая обмотка в виде беличьего колеса. Последняя по окончании процесса пуска выполняет роль демпфера, препятствующего качаниям ротора.

По конструктивному исполнению различают СИД с радиальным (рисунок 3.24, а) и аксиальным (б) расположением блока постоянных магнитов и пакета ротора с короткозамкнутой обмоткой.

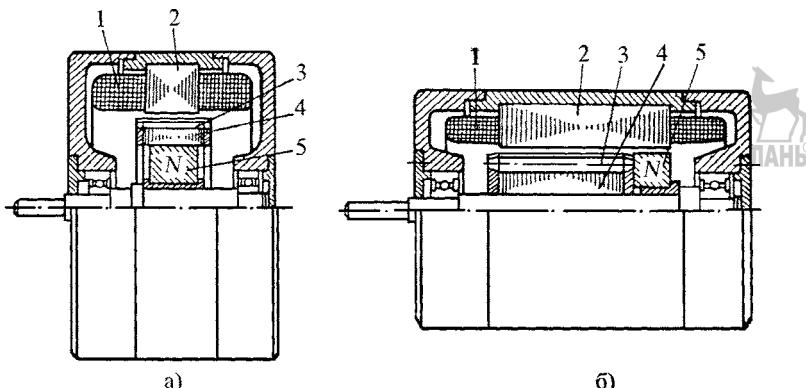


Рисунок 3.24 – Продольный разрез синхронного двигателя с радиальным (а) и аксиальным (б) расположением постоянных магнитов:

1 – обмотка статора; 2 – пакет статора; 3 – пусковая обмотка по типу беличьего колеса; 4 – пакет ротора; 5 – постоянные магниты

Пуск СИД с постоянными магнитами производится непосредственно включением в сеть. Разгон двигателя осуществляется за счет асинхронного вращающегося момента  $M_a$ , возникающего в результате взаимодействия вращающегося магнитного поля с током в пусковой обмотке ротора. При питании двигателя от однофазной сети в цепь одной фазы включается конденсатор, необходимый для получения вращающегося магнитного поля.

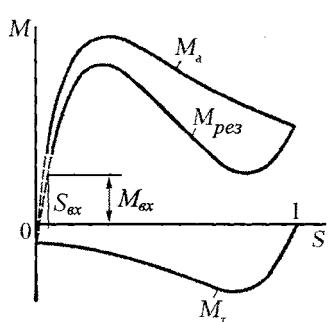


Рисунок 3.25 – Зависимость  $M = f(S)$  для двигателя с постоянными магнитами

Характерной особенностью рассматриваемых СИД является то, что в них при пуске, кроме асинхронного вращающегося момента  $M_a$ , возникает еще и тормозной момент  $M_t$ , образующийся из-за наличия на роторе постоянных магнитов (рисунок 3.25).

Физическая причина возникновения моментов  $M_a$  и  $M_t$  одинакова: в первом случае – это взаимодействие вращающегося магнитного потока статора с током в пусковой обмотке ротора, во втором – вращающегося потока ротора с током в обмотке статора. Однако характер изменения этих моментов от скольжения ротора различен, так как э.д.с.  $E_2$ , индуцируемая потоком статора в пусковой обмотке ротора в процессе его разгона, пропорциональна скольжению  $S$ , а э.д.с.  $E_1$ , индуцируемая потоком ротора в обмотке статора, пропорциональна  $n_2$ , т.е.  $(1-S)$ .

Поэтому, если максимум момента  $M_a$ , как и в обычном асинхронном двигателе, находится в области небольших скольжений  $S$ , то максимум момента  $M_t$  будет находиться в области небольших значений  $(1-S)$ . Следовательно, зависимость результирующего пускового момента  $M_{rez} = M_a + M_t$  от скольжения  $S$  будет иметь провал в области малых скоростей. Вход в синхронизм происходит при скольжении  $S_{ex}$ , когда пусковая обмотка развивает достаточно большой момент  $M_{ax}$ .

Недостатком СИД с постоянными магнитами является их сравнительно большая стоимость, обусловленная стоимостью материала, из которого изготавливаются постоянные магниты, а также большая кратность пускового тока, что имеет значение при работе таких СИД от полупроводниковых преобразователей.

### 3.4. Шаговые (импульсные) двигатели поворотного типа

#### 3.4.1. Устройство и принцип действия

Шаговым (импульсным) двигателем поворотного типа (ШДП) называется электромеханическое устройство, позволяющее преобразовывать импульсы управления в фиксированное (дискретное) угловое перемещение ротора (выходного вала) [5, 15, 57].

Применяемые в составе СП шаговые двигатели в основном являются многофазными и многополюсными синхронными электрическими машинами. В отличие от обычных синхронных двигателей их роторы не имеют пусковой короткозамкнутой обмотки, что объясняется частотным (а не асинхронным) пуском ШДП, и для обеспечения нужных динамических и статических характеристик имеют минимальный диаметр.

Роторы ШДП могут быть возбужденными – активными или невозбужденными – пассивными.

Конструкция однопакетного ШДП с активным ротором в виде магнита-звездочки представлена на рисунке 3.26 [57].

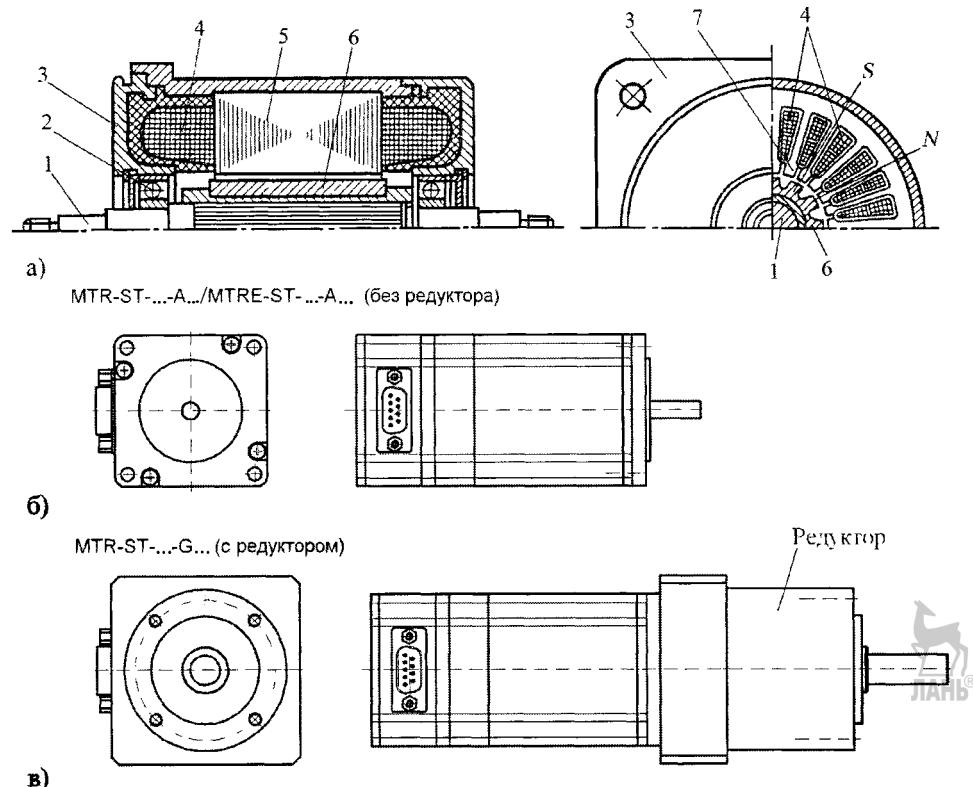


Рисунок 3.26 – Конструкция шагового двигателя с активным ротором в виде магнита-звездочки (а) и внешний вид шаговых двигателей типа MTR-ST без редуктора (б), с редуктором (в)

Внутри фланцевого корпуса 3, снабженного статорным пакетом 5 с полюсными наконечниками 7, охваченным статорными обмотками 4, с помощью шарикоподшипников 2 смонтирован ротор 1 с магнитом-звездочкой 6, имеющий два выходных конца, один из которых предназначен для соединения с исполнительным органом технологического оборудования, а другой может быть использован

для связи с тормозным устройством или датчиком обратной связи (для серводвигателей).

Общие виды шаговых двигателей типа MTR-ST-...-A... без редуктора и типа MTR-ST-...-G... с редуктором показаны на рисунке 3.26 б, в. Напряжение питания ШД —  $U_{\text{ном}} = 48$  В, шаг —  $\alpha = 1,8^\circ \pm 5\%$ , момент удержания ШД без тормоза  $M_{y\delta} = 1,27$  Н·м, с тормозом —  $M_{y\delta} = 0,4$  Н·м. Напряжение питания тормоза  $U_t = 24$  В, мощность тормоза — 6 Вт. Радиальная и аксиальная нагрузка на выходной вал ШД без тормоза — 71 Н, с тормозом — 10 Н, вес — 1,2 кг и 1,4 кг соответственно.

Ротор изготовлен многополюсным в виде магнита-звездочки с явно выраженным полюсами. Малый диаметр ротора не позволяет значительно увеличить число полюсов, что приводит к сравнительно крупному шагу таких двигателей — от 15 до  $90^\circ$ . Уменьшение шага возможно лишь за счет увеличения числа фаз статора и тактов коммутации. Уменьшение шага приводит к тому, что обмотка статора обычно выполняется с числом пазов на полюс и фазу равном единице.

Для увеличения фиксирующего момента пазы статора обычно имеют значительные прорези. Наличие такой внутренней фиксации ротора, не требующей конструктивных усложнений и дополнительной мощности извне, является достоинством магнитоэлектрических ШДП.

На рисунке 3.27 изображена схема положений активного ротора ШДП, имеющего два полюса, выполненного в виде постоянного литого магнита, при различной полярности включения фаз двухфазной обмотки возбуждения, размещенной в полуоткрытых пазах статора с четырьмя явновыраженными полюсами. ШДП такого типа называются **магнитоэлектрическими**. При последовательной подаче импульсов напряжения на катушки полюсов происходит скачкообразное перемещение на  $90^\circ$  оси магнитного потока. В результате под действием синхронизирующего момента при каждом импульсе ротор поворачивается на  $90^\circ$ , т.е. делает шаг, равный  $90^\circ$ .

Магнитное поле статора в рассматриваемом ШДП может иметь четыре различных состояния, которым соответствуют различные направления тока в фазах 1 и 2 его обмотки возбуждения:

- ток в первой фазе направлен от начала к концу;
- ток во второй фазе направлен от начала к концу; первая фаза обесточена;
- ток в первой фазе направлен от конца к началу; вторая фаза обесточена;
- ток во второй фазе направлен от конца к началу; первая фаза обесточена.

Порядок переключения (коммутации) фаз 1 и 2 обмотки возбуждения представлен на рисунке 3.27, г в виде временной диаграммы изменения токов  $I_{B1}$  и  $I_{B2}$  в этих фазах. Каждому импульсу тока соответствует определенное положение ротора (а, б, в). Такая схема переключения фаз 1 и 2 обмотки возбуждения называется **четырехтактной разнополярной коммутацией**.

Для изменения направления вращения ротора изменяется полярность включения одной из фаз обмотки возбуждения, без изменения очередности их коммутации.

С целью уменьшения шага двигатели выполняются **многополюсными**.

Шаг ШДП представляет собой угол поворота ротора за один такт:

$$\alpha_{\text{ш}} = 360^\circ / (kp), \quad (3.60)$$

где  $k$  — число тактов в одном цикле;  $p$  — число пар полюсов.

При четырехтактной коммутации шаг, например, восьмиполюсного ШДП равен  $22,5^\circ$ .

Частота вращения ротора зависит от частоты  $f$  подачи импульсов:

$$n_2 = 60f \frac{\alpha_{\text{ш}}}{360} = \frac{60f}{k \cdot p}. \quad (3.61)$$

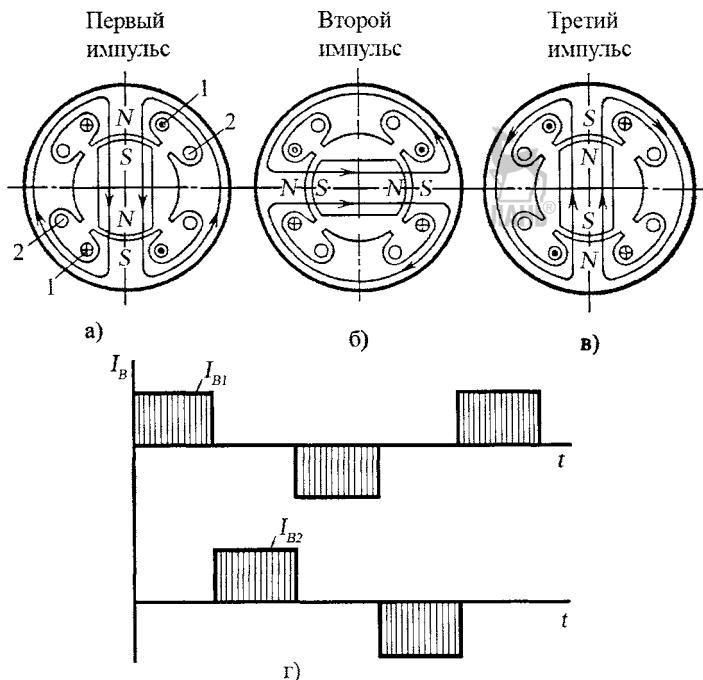


Рисунок 3.27 – Схемы положения ротора шагового двигателя с постоянными магнитами при различной полярности включения фаз его обмотки возбуждения (а, б и в) и временная диаграмма изменения тока в этих фазах (г)

Диапазон изменения частоты при четырехтактной коммутации составляет 0...500 Гц; максимальной частоте соответствует частота вращения  $n_{2\max} = 2000...3000$  об/мин.

Для эффективного использования обмоток применяется четырехтактная коммутация с попарным включением обмоток, которое позволяет увеличить результирующую намагничивающую силу ротора, вследствие чего возрастает врачающий момент на валу ШДП примерно в полтора раза.

Использование **четырехфазной обмотки**, которая в отличие от двухфазной может управляться однополярными импульсами напряжения, упрощает конструкцию электронного коммутатора. При подключении к коммутатору фазы такой обмотки соединяются в четырехлучевую звезду с выведенной общей точкой. Коммутация четырехфазной обмотки обычно выполняется четырехтактной, парной:

$$12 \rightarrow 23 \rightarrow 34 \rightarrow 41 \rightarrow 12 \rightarrow \dots ,$$

вследствие этого обеспечивается тот же эффект в части увеличения врачающего момента ШДП, что и при парной разнополярной коммутации двухфазной обмотки.

**ШДП с трехфазной обмоткой** требуют шеститактной разнополярной коммутации двухфазной обмотки.

На рисунке 3.28 [5] схематично показаны три такта работы реактивного ШДП с трехфазной обмоткой, шестью выступами на статоре и двумя выступами на роторе, который является **пассивным**. Ротор реактивного ШДП выполняется из магнитомягкого материала. Такого типа ШДП называют **параметрическими**. Когда по фазе 1 проходит ток возбуждения, ротор занимает положение, показанное на рисунке 3.28, а. В следующий момент времени питание подается одновременно на фазы 1 и 2 и ротор поворачивается в положение (б), соответствующее наибольшей магнитной проводимости для потока, созданного указанными обмот-

ками. Далее питание с фазы 1 снимается и ротор перемещается в положение, показанное на (в). Таким образом, коммутация обмоток статора происходит в следующем порядке:

$$1 \rightarrow 12 \rightarrow 2 \rightarrow 23 \rightarrow 3 \rightarrow 31 \rightarrow 1 \dots ,$$

т.е. коммутация является несимметричной, шеститактной, однополярной (рисунок 3.28, г).

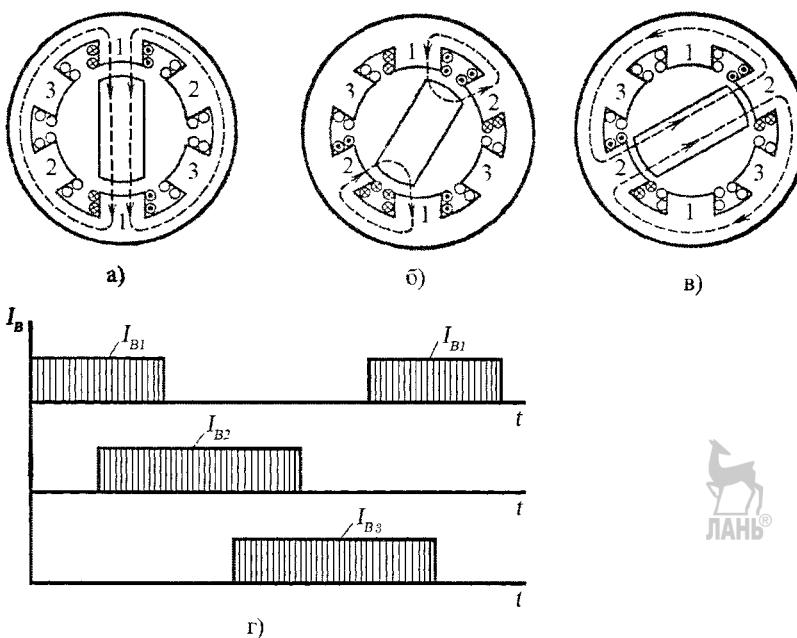


Рисунок 3.28 – Схемы положения ротора реактивного шагового двигателя при различной полярности включения фаз его обмотки возбуждения (а, б и в) и временная диаграмма изменения тока в этих фазах (г)



При этом шаг двигателя  $\alpha_{uu} = 30^\circ$ .

Уменьшить шаг двигателя можно путем увеличения числа выступов на роторе.

На рисунке 3.29, а показаны три такта работы ШДП с крестообразным ротором, т.е. с ротором, имеющим четыре выступа (зубца), а на (б) – схема соединения обмоток статора [15].

В таком ШДП при той же последовательности импульсов, что и для двигателя с двумя выступами на роторе (см. рисунок 3.28), шаг составляет  $15^\circ$ .

Ротор представляет собой многополюсную зубчатую конструкцию. Обмотки двух противоположных полюсов статора соединяются последовательно и при проекции по ним тока они образуют полюса противоположной полярности. При этом ротор занимает фиксированное положение, соответствующее наибольшей магнитной проводимости пути замыкания магнитного потока статора для данной возбужденной фазы. При подаче импульса управления в следующую фазу ротор занимает новое фиксированное положение, совершая при этом шаг

$$\alpha_{uu} = 360^\circ / (Z_p m), \quad (3.62)$$

где  $Z_p$  – число зубцов ротора;  $m$  – число обмоток управления на статоре, про странственно сдвинутых относительно друг друга или число тактов коммутации схемы управления.

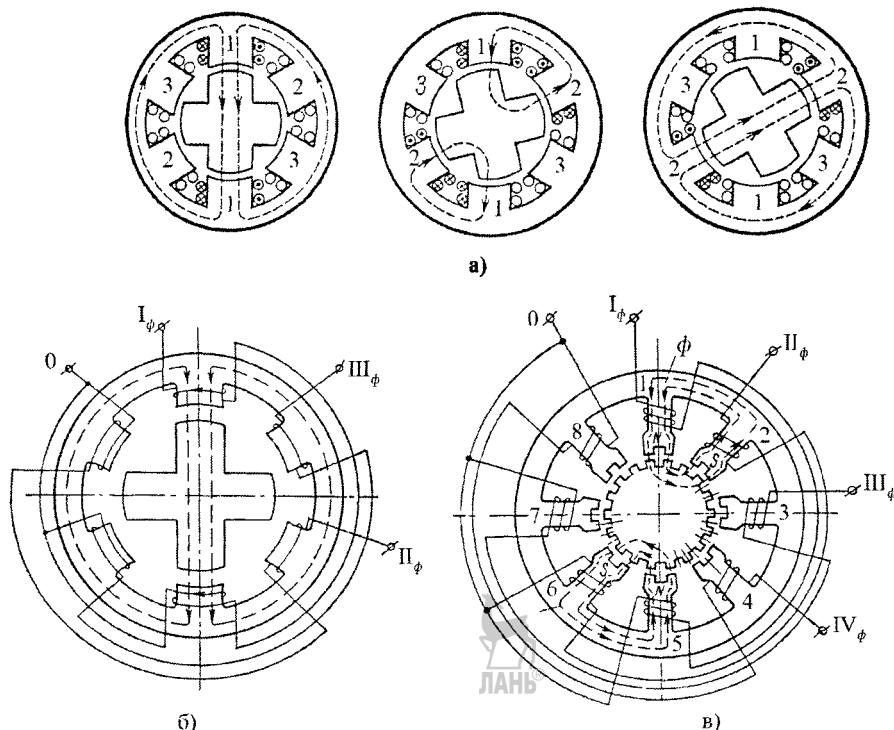


Рисунок 3.29 – Положения крестообразного ротора реактивного шагового двигателя при различной полярности включения фаз его обмотки возбуждения (а); схема соединения катушек трехфазной обмотки статора (б); схема соединения катушек четырехфазной обмотки статора индукторного (редукторного) ШДП (в)

Если отклонить ротор, находящийся в фиксированном положении, на некоторый угол, то магнитная проводимость уменьшается и возникает синхронизирующий момент, который будет стремиться возвратить ротор в прежнее положение.

Количественно электромагнитный момент в статическом режиме работы ШДП можно представить как степень изменения сосредоточенной в воздушном зазоре электромагнитной энергии и угла отклонения ротора от равновесного состояния, т.е.

$$M_m = dW_m / d\alpha . \quad (3.63)$$

Электромагнитная энергия в воздушном зазоре ШДП является периодической функцией угла рассогласования ротора, т.е.  $W_m = f(\alpha_e)$ , а так как связь между углом рассогласования и геометрическим углом определяется выражением

$$\alpha_e = (Z_p \cdot \alpha) / 2 , \quad (3.64)$$

то выражение электромагнитного момента ШДП принимает вид

$$M_m = \frac{Z_p}{2} \cdot \frac{dW_m(\alpha_e)}{d\alpha_e} . \quad (3.65)$$

Электромагнитная энергия в воздушном зазоре двигателя

$$W_m = 0,5 \cdot I \cdot W_c^2 \cdot \lambda , \quad (3.66)$$

где  $I W_c$  – м.д.с. управляющей обмотки статора на пару полюсов;  $\lambda$  – полная магнитная проводимость воздушного зазора;  $W_c$  – число витков статора;  $I$  – ток в обмотке статора.

### Статический электромагнитный момент

$$M_m = \frac{Z_p}{4} \cdot I W_c^2 \frac{d\lambda}{d\alpha_e}. \quad (3.67)$$

Если пренебречь насыщением магнитной системы двигателя и пространственными высшими гармониками в кривой магнитного поля в воздушном зазоре, то выражение магнитной проводимости зазора будет:

$$\lambda = \frac{1}{2}(\lambda_d + \lambda_q) + \frac{1}{2}(\lambda_d - \lambda_q) \cos 2\alpha_e, \quad (3.68)$$

где  $\lambda_d$  и  $\lambda_q$  – полные магнитные проводимости воздушного зазора ШДП по продольной и поперечной осям (в простейшем случае без сопротивления стали и расстояния проводимость воздушного зазора  $\lambda = \mu_0 \cdot A / \delta$ , где  $\mu_0 = 1,25 \cdot 10^{-6}$  Гн/м – магнитная проводимость воздуха;  $A$  – площадь воздушного зазора;  $\delta$  – величина воздушного зазора).

Уравнение статического синхронизирующего момента ШДП с учетом (3.67) и (3.68) принимает вид

$$M_m = 0,25 Z_p I W_c^2 (\lambda_d - \lambda_q) \sin 2\alpha_e. \quad (3.69)$$

На рисунке 3.29, в показан четырехфазный редукторный (индукторный) ШДП с самовозбуждением, имеющий симметричную магнитную систему, состоящую из шихтованного статора с восемью пазами, в которые уложена сосредоточенная обмотка управления, электрически соединенная в четыре фазы. На полюсах статора по расточке расположены мелкие зубцы. Ротор представляет собой цилиндр с мелкими зубцами, причем ширина зубцов по наружному диаметру ротора равна ширине зубцов статора по расточке.

Если питание подается одновременно в две соседние фазы, например, I и II, магнитный поток  $\Phi$  замыкается по кратчайшему пути через соседние полюсы.

Ось результирующего магнитного потока ориентируется между полюсами 1 и 2, а ротор занимает положение, соответствующее максимальной магнитной проводимости воздушного зазора, причем относительно пары полюсов 2–3 (и, соответственно, 6–7) положение максимальной проводимости между зубцами статора и ротора будет сдвинуто на 1/4 зубцового деления. При снятии питания с фазы I и подачи его на фазу III ось результирующего магнитного потока смешается на 45°, а ротор поворачивается на угол, соответствующий новому положению максимальной магнитной проводимости – отрабатывает шаг. Для равномерной отработки шагов необходимо, чтобы между зубцами ротора и статора под очередным полюсом был угловой сдвиг, равный  $360^\circ / (mZ_p)$ .

При каждом переключении фаз ось результирующего магнитного поля статора поворачивается на угол, равный полюсному делению статора:

$$\theta = 360^\circ / (2p), \quad (3.70)$$

где  $2p$  – число полюсных выступов статора.

При этом ротор отрабатывает шаг  $\alpha_{us} = 360^\circ / (mZ_p)$ , т.е. вращается медленнее магнитного поля статора в  $\theta/\alpha$  раз.

Отношение

$$\frac{\theta}{\alpha} = \frac{mZ_p}{2p} = k_{ped}, \quad (3.71)$$



называется коэффициентом электромагнитной редукции, а двигатель — **редукторным**.

Для увеличения момента включается 2, 3 и т.д., но не более  $m/2$  фаз. В четырехфазном ШДП обычно включаются обе соседние фазы, так, чтобы образовалась кратчайшая магнитная цепь с чередующейся полярностью полюсов статора (см. рисунок 3.29, в).

На рисунке 3.30, а [57] показан разрез однопакетного четырехфазного ШДП с постоянными магнитами. Этот двигатель обладает такими же свойствами, что и двигатель с независимым возбуждением (самовозбуждением), но не имеет потерь на возбуждение.

Кроме однопакетных ШДП с активным ротором широко применяются двух-, трех- и многопакетные двигатели.

На рисунке 3.30, б показана схема трехпакетного шагового двигателя, статор которого состоит из пакетов I, II, III с выступающими полюсами, а ротор имеет зубья, число которых равно числу полюсов статора, причем зубья ротора в каждом пакете сдвинуты относительно полюсов соседних пакетов на  $1/3$  зубцового шага.

Распространены также конструкции ШДП, у которых смешены в пространстве статорные пакеты, например, на  $0,5$  зубцового деления [5].

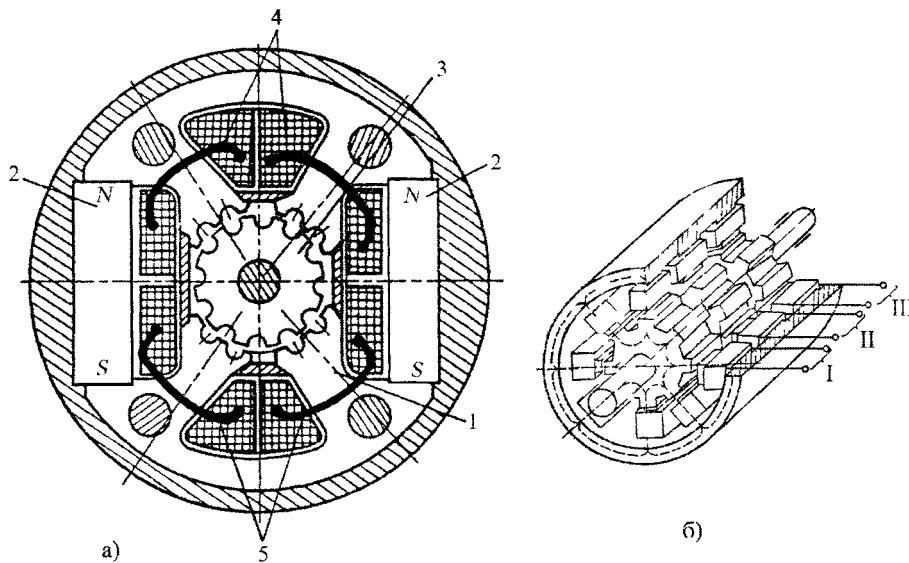


Рисунок 3.30 – Однопакетный шаговый двигатель индукторного типа ( $q = 1$ ;  $m = 4$ ) с возбуждением от постоянных магнитов: 1 – полюсы статора; 2 – постоянные магниты; 3 – ротор; 4, 5 – обмотки управления (а); трехпакетный двигатель (б)

### 3.4.2. Характеристики ШДП

Для работы ШДП характерным является частотное регулирование скорости вращения в широком диапазоне. Путем изменения частоты осуществляется также фиксированная остановка, пуск в ход и изменение направления вращения.

В зависимости от частоты управляющих импульсов  $f_{\text{упр}}$  различают статический, квазистатический, установившийся и переходный режимы.

**Статический режим** соответствует прохождению по обмоткам возбуждения постоянного тока, создающего неподвижное поле. При питании одной фазы

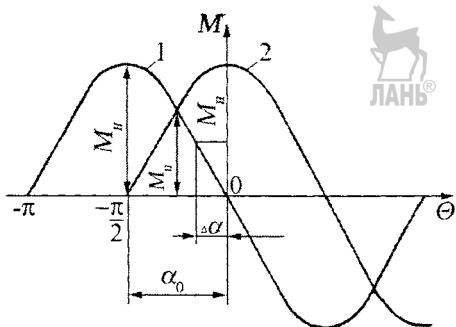


Рисунок 3.31 – Идеализированные характеристики статического синхронизирующего момента четырехфазного ШДП

ный пусковой момент двигателя  $M_n$ . Момент нагрузки  $M_h$  определяет статическую ошибку двигателя  $\Delta\alpha$ .

**Квазистатический режим** имеет место при отработке единичных шагов, например, в приводах различных старт-стопных, лентопротяжных и других подобных механизмов.

Он характеризуется тем, что перед отработкой каждого следующего шага ротор должен прийти в неподвижное состояние. Предельная частота квазистатического режима ограничена временем затухания колебаний ротора, которые могут возникнуть при переходе ротора из одного устойчивого положения в другое. Для устранения колебаний ротора в конце шага применяют различные демпфирующие устройства и обычные муфты.

**Установившийся режим** соответствует постоянной частоте управляющих импульсов. При частоте управляющих импульсов  $f_1$ , меньшей частоты свободных колебаний двигателя  $f_o$ , угловое перемещение ротора при каждом шаге сопровождается свободными колебаниями, которые существенно увеличивают динамическую ошибку при отработке ротором заданного перемещения. При малых возмущениях собственная частота ротора [5]

$$f_o = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{M_{\max} p}{J_p + J_h}}, \quad (3.72)$$

где  $M_{\max}$  – максимальный электромагнитный момент при неподвижном роторе;  $J_p$  и  $J_h$  – моменты инерции ротора и нагрузки, приведенные к валу двигателя.

При значительных амплитудах основная частота собственных колебаний ротора

$$f_o \approx 0,135 \sqrt{\frac{M_{\max} p}{J_p + J_h}}. \quad (3.73)$$

При частоте управляющих импульсов

$$f_1 = f_o / k,$$

где  $k$  – целое число, возникает явление электромеханического резонанса, которое может привести к выпадению ротора из синхронизма. Для устойчивой работы ШДП необходимо, чтобы

$$M_h / M_{\max} < 0,3 \dots 0,5, \text{ а } J_h / J_p \leq 1 \dots 2.$$

**Переходный режим** является основным эксплуатационным режимом ШДП и включает в себя пуск, торможение, реверс, переход с одной частоты на другую. Максимальная частота управляющих импульсов, при которой возможен пуск без выпадения из синхронизма, называется **частотой приемистости**  $f_n$ ,

зависимость электромагнитного момента от угла рассогласования  $\theta$  близка к синусоидальной (рисунок 3.31). Поскольку при  $\theta=0$  синхронизирующий момент равен нулю, возникает статическая ошибка в положении ротора; она тем больше, чем больше нагрузка и меньше максимальный момент. В ШДП с гребенчатыми выступами на статоре и шагом в  $1,5^\circ$  статическая ошибка составляет не более  $0,5^\circ$  [5].

Точка пересечения характеристик 1 и 2 определяет предель-

которая растет с увеличением синхронизирующего момента, уменьшением углового шага, величины нагрузки и момента инерции. Для ШДП при номинальной нагрузке частота приемистости  $f_{\text{п}} < 100 \dots 1000$  Гц. Предельная частота  $f_t$ , при которой осуществляется торможение без выбега (с сохранением синхронизма), как правило, выше частоты  $f_{\text{п}}$ . Предельная частота реверса  $f_p$  всегда меньше  $f_{\text{п}}$  и составляет  $(0,2 \dots 0,5)f_{\text{п}}$ .

Основными характеристиками ШДП являются предельная механическая характеристика и предельная динамическая характеристика приемистости.

**Предельная механическая характеристика** (кривая 1, рисунок 3.32) представляет собой зависимость частоты  $f_1$  подачи управляющих импульсов от максимального момента  $M_{\text{max}}$  на валу ротора, при котором происходит выпадение двигателя из синхронизма. Она снижается при плавном увеличении частоты  $f_1$ , постоянном напряжении питания и постоянном суммарном моменте инерции ротора и нагрузки двигателя.

**Предельная динамическая характеристика приемистости** (кривая 2) представляет собой зависимость приемистости от момента  $M_{\text{max}}$  при динамическом режиме (при пуске ШДП из неподвижного состояния).

Современные четырехфазные и пятифазные ШДП, например, модели FL 110 ST с гребенчатым статором обеспечивают получение крутящего момента  $M_{kp} = 4,5 \dots 10,3$  Н·м, шаг –  $0,36 \dots 1,8^\circ$  при напряжении питания  $U_{num} = 80 \dots 200$  В, токах  $I = 3 \dots 6$  А и весе –  $3,8 \dots 11,5$  кг.

Погрешность шага составляет  $\pm 5\%$ . Радиальное биение вала – 0,06 мм, допустимая нагрузка – 450 гр; осевое биение вала – 0,08 мм, допустимая нагрузка – 450 гр.

ШДП со встроенным редуктором, например, модели FL 57 HBG характеризуется  $M_{kp} = 2,5$  Н·м, шагом –  $0,018 \dots 0,2^\circ$ .

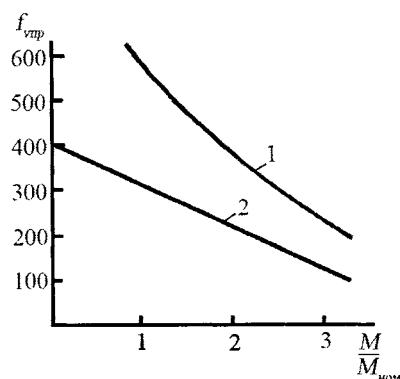


Рисунок 3.32 – Предельные механическая (1) и динамическая (2) характеристики ШДП

### 3.5. Двигатели постоянного тока

#### 3.5.1. Принцип действия и конструкция

Двигатели постоянного тока (ДПТ) преобразуют электрическую энергию постоянного тока в механическую.

К положительным качествам исполнительных ДПТ относятся следующие [57]:

- возможность получения теоретически любых, сколь угодно малых и больших частот вращения;
- возможность плавно и в широком диапазоне регулировать частоту вращения;
- устойчивость работы практически при любых частотах вращения;
- линейность механических, а в ряде случаев и регулировочных характеристик;
- отсутствие самохода;

- значительный пусковой момент;
- сравнительно небольшая электромеханическая постоянная времени;
- малые габаритные размеры и масса по сравнению с ИД переменного тока.

**Контактные ДПТ**, характеризующиеся наличием механического преобразователя частоты – коллектора, имеют ряд весьма существенных недостатков, обусловленных наличием щеточно-коллекторного узла, ограничивающих области их применения. Непостоянство переходного сопротивления скользящих контактов приводит к нестабильности характеристик ДПТ. Искрение под щетками ведет к подгоранию контактов – коллектора и щеток, к необходимости систематического ухода за ними, к загрязнению двигателя, к невозможности их использования во взрывоопасных зонах, а создаваемые ими радиопомехи требуют специальных фильтров для их подавления.

**Бесконтактные ДПТ** характеризуются отсутствием щеточно-коллекторного узла, а, следовательно, и порождаемых им недостатков. Они снабжены полупроводниковыми коммутаторами, что позволяет их использовать в условиях вакуума, резко изменяющейся температуры, тряски, вибрации и т.п.

Схема включения коллекторного ДПТ показана на рисунке 3.33 [5]. Обмотка якоря 4 располагается на роторе и выполнена в виде многофазной обмотки, соединенной многоугольником (замкнутая обмотка) и подключенной к коллекторным пластинам 1. Обмотка возбуждения 3 расположена на полюсах статора и питается постоянным током  $I_B$  либо от независимого источника, либо непосредственно от обмотки якоря. В отличие от асинхронного двигателя магнитный поток  $\Phi_B$ , созданный этой обмоткой, неподвижен в пространстве.

Рисунок 3.33 – Схема включения коллекторного ДПТ

При подаче спомощью щёток 2 напряжения  $U$  на обмотки якоря, протекающий по ним ток  $I_A$ , взаимодействуя с магнитным полем, создаваемым обмоткой статора, вызывает появление результирующей электромагнитной силы  $F_A$ , представляющей собой сумму усилий, создаваемых каждым активным проводником обмотки якоря (рисунок 3.34), вызывающих вращение ротора [25].

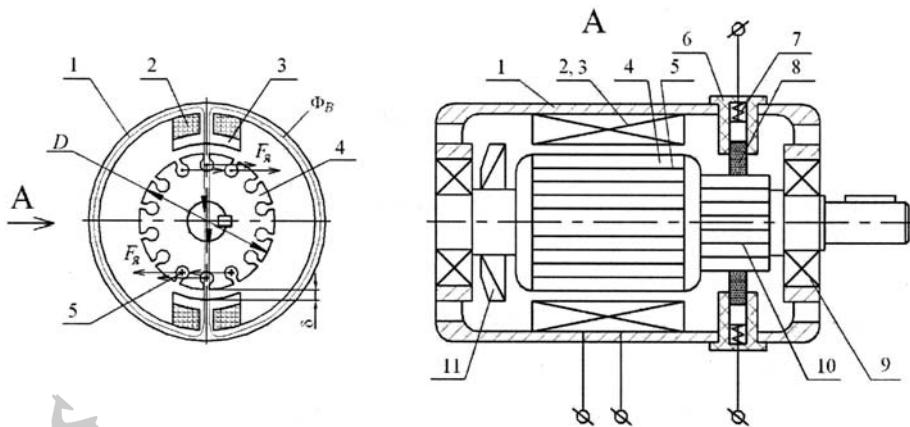


Рисунок 3.34 – Конструктивная схема ДПТ

- 1 – статор; 2 – обмотка возбуждения; 3 – полюсные наконечники;  
 4 – ротор; 5 – якорные обмотки; 6 – изоляторы; 7 – пружины щёток;  
 8 – щётки; 9 – подшипники; 10 – коллектор; 11 – вентилятор



Электромагнитный момент, создаваемый результирующей электромагнитной силой

$$M = \frac{F_{\mathcal{R}} D_{\mathcal{R}}}{2}, \quad (3.74)$$

где  $D_{\mathcal{R}}$  – диаметр расположения активных обмоток якоря.

При достаточно большом числе активных проводников обмотки якоря  $N$ , электромагнитный момент [5]

$$M = N \frac{\Phi_B}{\tau 2a} \cdot I_{\mathcal{R}} \cdot \frac{D_{\mathcal{R}}}{2} = \frac{pN}{2\pi a} \cdot \Phi_B I_{\mathcal{R}} = C_M \Phi_B I_{\mathcal{R}}, \quad (3.75)$$

где  $N/2a$  – число активных проводников, входящих в одну параллельную ветвь;  $\Phi_B$  – магнитный поток возбуждения;  $\tau = \pi D_{\mathcal{R}} / 2p$  – полюсное деление;  $2p$  – число полюсов;  $C_M = pN / (2\pi a)$  – коэффициент, зависящий от конструктивных параметров двигателя.

Напряжение  $U$ , приложенное к якорной цепи, уравновешивается э.д.с. двигателя (противо-ЭДС) и падением напряжения на активных и реактивных сопротивлениях якорной цепи, т.е.

$$U = E + I_{\mathcal{R}} \cdot R_{\mathcal{R}} + L_{\mathcal{R}} \frac{dI_{\mathcal{R}}}{dt}, \quad (3.76)$$

где  $E$  – э.д.с. двигателя;  $I_{\mathcal{R}}$  – ток в якорной цепи;  $R_{\mathcal{R}}$  – сопротивление якорной цепи (сопротивление щеток А и В, перехода щетки – коллектор и сопротивление якорных обмоток);  $L_{\mathcal{R}}$  – индуктивность якорной цепи.

Для установившегося режима, когда  $I_{\mathcal{R}} = \text{const}$ , уравнение (3.76) принимает вид

$$U = E + I_{\mathcal{R}} \cdot R_{\mathcal{R}}. \quad (3.77)$$

Величина э.д.с. ДПТ

$$E = C_{en} \cdot \Phi \cdot n = C_{e\omega} \omega \cdot \Phi, \quad (3.78)$$

где  $C_{en} = pN / (60a)$  и  $C_{e\omega} = pN / (2\pi a)$  – коэффициенты, определяемые конструктивными параметрами ДПТ и независящие от режима его работы;  $n$  – частота вращения ротора;  $\omega$  – угловая скорость вращения ротора.

По своему конструктивному исполнению коллекторный ДПТ схож с обращенным синхронным двигателем, у которого обмотка якоря расположена на роторе, а обмотка возбуждения – на статоре.

На статоре расположены главные полюсы с катушками обмотки возбуждения и дополнительные полюсы с соответствующими катушками, служащими для обеспечения безыскровой работы щеток.

Главные полюсы выполняются шихтованными, а дополнительные – отлитыми из стали. Катушки главных и дополнительных полюсов изготавливают из изолированного медного провода круглого или прямоугольного сечения.

**Сердечник якоря** (рисунок 3.35, а) собирается из изолированных стальных листов. Обмотка якоря изготавливается из провода круглого или прямоугольного сечения и обычно состоит из отдельных заранее намотанных катушек, которые обматываются изоляционными лентами и укладываются в пазы сердечника якоря. Обмотка выполняется двуслойной; в каждом пазу размещается две стороны различных якорных катушек – одна поверх другой (рисунок 3.35, б). Каждая якорная катушка включает в себя несколько секций, концы которых припаиваются к соответствующим коллекторным пластинам. Секции могут быть одновитковыми и многовитковыми.

**Коллектор** выполняется из клинообразных пластин твердотянутой меди и расположенных между ними изоляционных прокладок, например, из микенита.

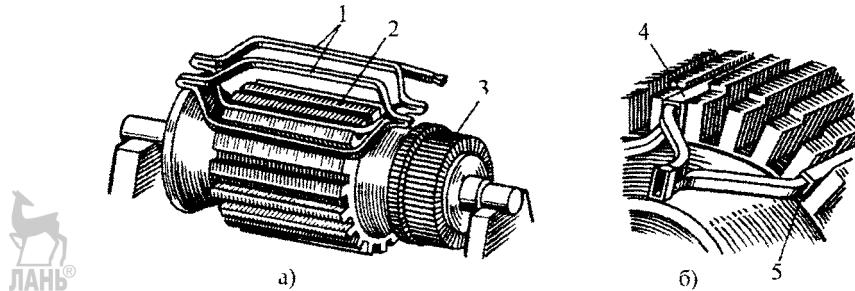


Рисунок 3.35 – Наложение обмотки на сердечник якоря (а) и расположение якорных катушек в пазах (б): 1 – якорные катушки; 2 – сердечник якоря; 3 – коллектор; 4 – верхняя сторона якорной катушки; 5 – нижняя сторона

Щетки бывают угольно-графитные, графитные, электрографитированные, медно-графитные, бронзово-графитные и серебряно-графитные. К поверхности коллектора, установленные в щеткодержателях щетки, прижимаются пружинами.

Конструкция коллекторного ДПТ показана на рисунке 3.36.

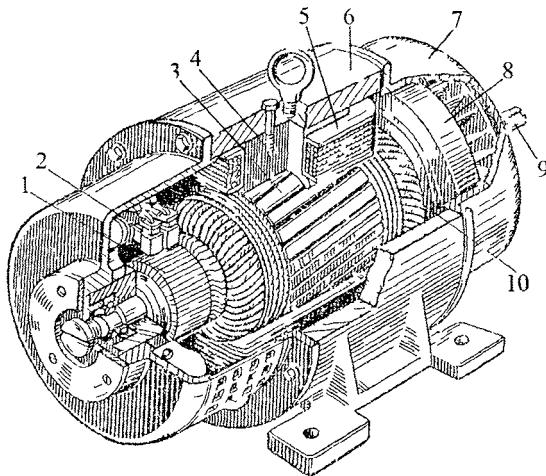


Рисунок 3.36 – Устройство электрической машины постоянного тока  
1 – коллектор; 2 – щетки; 3 – сердечник якоря; 4 – главный полюс; 5 – катушка обмотки возбуждения; 6 – корпус; 7 – подшипниковый щит; 8 – вентилятор; 9 – выходной вал; 10 – обмотка якоря

Принцип действия **бесконтактного двигателя** может быть рассмотрен с помощью упрощенной принципиальной схемы ДПТ с тремя обмотками А, В, С возбуждения на статоре (рисунок 3.37, а), сдвинутыми по фазе на  $120^\circ$  и соединенными в звезду. Ротор выполнен в виде постоянного магнита и соединен валом с датчиком положения, сигнальный элемент (СЭ) которого имеет форму сегмента. На статоре датчика расположены симметрично его обмоткам чувствительные элементы (ЧЭ). В качестве ЧЭ могут использоваться датчики Холла, магнитодиоды, фотоэлектрические и др. Под воздействием СЭ они вырабатывают управляющие сигналы, поступающие в коммутатор.

Коммутатор в рассматриваемой схеме состоит из трех транзисторов  $T_A$ ,  $T_B$  и  $T_C$ , включенных последовательно с обмотками А, В, С статора, работающих в ключевом режиме, т.е. имеющих два устойчивых состояния «закрыт» или «открыт».

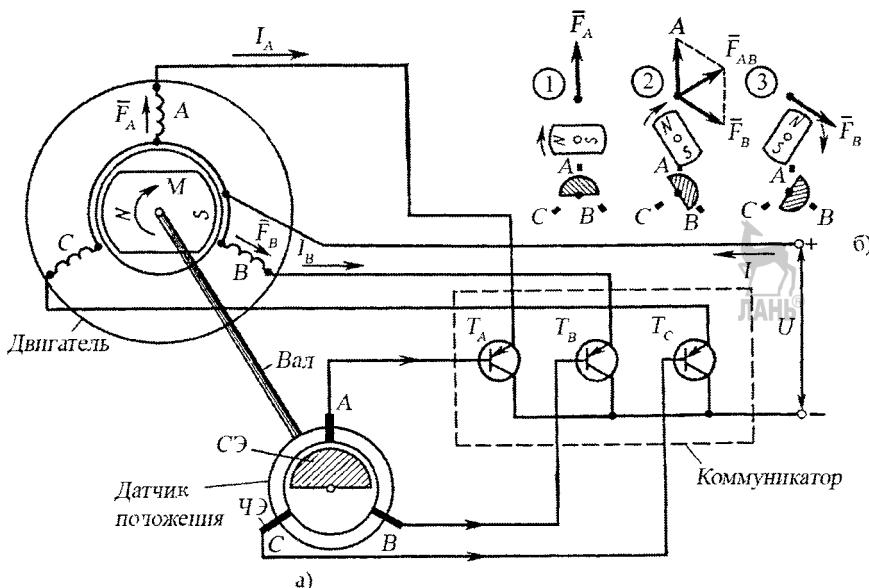


Рисунок 3.37 – Упрощенная принципиальная схема бесконтактного двигателя постоянного тока с тремя обмотками на статоре (а); схемы изменения МДС статора (б)

В положении, показанном на схеме СЭ датчика находится около ЧЭ, соответствующего обмотке А. Выработанный ЧЭ управляющий сигнал (напряжение) открывает  $T_A$  и по обмотке А протекает ток  $I_A$ . Обмотки В и С обесточены, так как  $T_B$  и  $T_C$  закрыты. При взаимодействии МДС обмотки А с магнитным потоком постоянного магнита возникает вращающий момент, поворачивающий ротор по часовой стрелке, а следовательно, и СЭ датчика.

При повороте ротора на угол, несколько больший  $30^\circ$ , СЭ воздействует одновременно на ЧЭ обмоток А и В, т.е. одновременно открываются  $T_A$  и  $T_B$ , а следовательно, запитываются обмотки А и В.

За счет МДС обмотки В результирующая МДС статора  $F_{AB}$  повернется относительно начального положения на  $60^\circ$  (положение 2 на рисунке 3.37, б) и её взаимодействие с магнитным потоком постоянного магнита ротора вызовет дальнейшее его вращение.

Когда угол поворота превышает  $90^\circ$ , СЭ будет взаимодействовать лишь с ЧЭ, соответствующим обмотке В, т.е.  $T_A$  и  $T_C$  будут закрыты. Запитана будет только обмотка В, МДС двигателя  $F_B$  будет равна МДС обмотки В (положение 3), и под ее воздействием ротор продолжит свое вращение в прежнем направлении.

Если увеличить число обмоток статора, а следовательно, и число ЧЭ датчика положения, и число транзисторов коммутатора до числа коллекторных пластин, которое имеет обычный ДПТ, и считать, что транзисторы открываются и закрываются мгновенно, то по своим свойствам, характеристикам бесконтактный и обычный ДПТ будут совершенно идентичны.

Увеличение числа обмоток статора способствует повышению его КПД и равномерности хода, однако ведет к усложнению датчика положения и коммутатора.

Конструктивная схема бесконтактного ДПТ (без коммутатора) показана на рисунке 3.38.

Одним из недостатков рассмотренных выше коллекторных ДПТ является то, что они имеют либо шихтованные из листов стали роторы с обмотками, либо роторы с постоянными магнитами, обладающие большим моментом инерции, что значительно снижает их быстродействие. Этого недостатка нет у **малоинерционных ДПТ**, которые могут иметь роторы (якоря) с печатной обмоткой, ли-

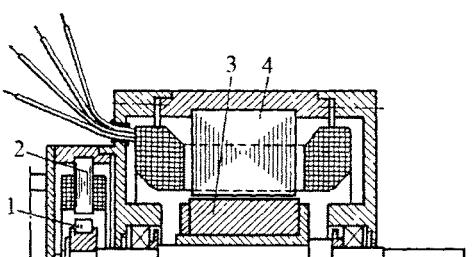


Рисунок 3.38 – Бесконтактный двигатель постоянного тока с датчиком положения (без коммутатора): 1, 2 – ротор и статор датчика положения; 3, 4 – ротор и статор двигателя

секций. Концы секций обмотки выводятся к коллектору, расположенному рядом с диском на одном валу (рисунок 3.39) [57].

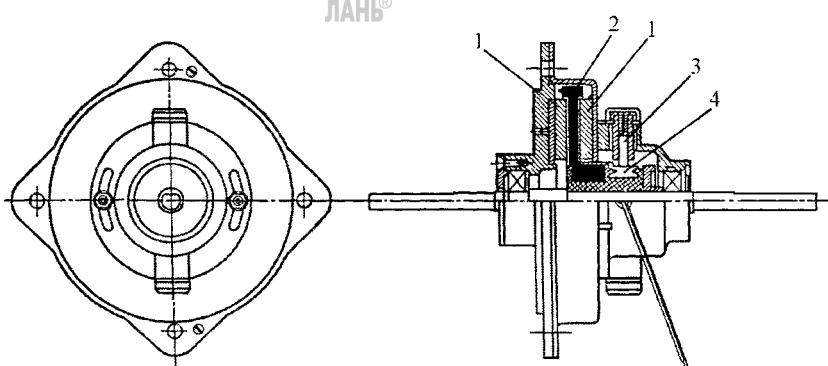


Рисунок 3.39 – Двигатель постоянного тока с дисковым якорем:  
1 – кольцевой магнит; 2 – дисковый якорь; 3 – щетки; 4 – коллектор

Малоинерционный ДПТ с обычной обмоткой и полым цилиндрическим якорем (ротором) показан на рисунке 3.40. Внутри якоря размещен неподвижный постоянный магнит, что позволяет значительно сократить потоки рассеяния магнита и эффективней его использовать. Корпус ДПТ одновременно является и его магнитопроводом.

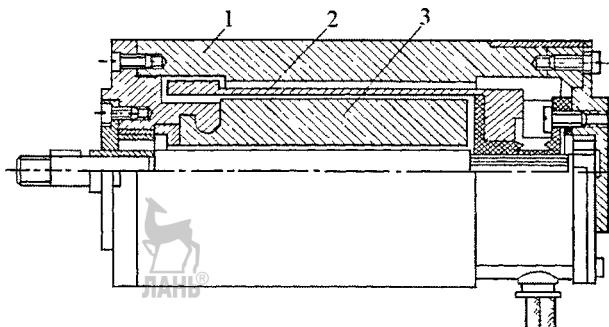


Рисунок 3.40 – Малоинерционный исполнительный двигатель постоянного тока:  
1 – корпус (станина); 2 – полый якорь с обычной обмоткой; 3 – постоянный магнит

Обмотка якоря выполняется из обычного тонкого провода с эмалевой изоляцией, который в процессе изготовления якоря укладывается в виде секций на цилиндрический каркас и пропитывается термореактивным компаундом на основе

бо выполненной из обычного изолированного провода.

ДПТ могут конструктивно снабжаться дисковым или цилиндрическим ротором (якорем).

**Дисковый якорь** с печатной обмоткой выполнен на базе тонкого диска из изоляционного материала, например, стеклотекстолита, на обе стороны которого электрохимическим способом наносятся соединяющиеся между собой части плоской (печатной) обмотки в виде секций.

эпоксидной смолы. После формовки и полимеризации компаунда образуется монолитный цилиндр. Концы секций обмотки выводятся на пластины коллектора. Возбуждение малоинерционных ДПТ осуществляется постоянными магнитами.

### 3.5.2. Способы возбуждения и регулирования ДПТ

Рабочие свойства ДПТ в значительной мере определяются способом возбуждения в них магнитного поля. В зависимости от способа соединения обмотки возбуждения и якорной цепи различают следующие четыре способа их возбуждения: независимое, параллельное, последовательное (серийное) и комбинированное (смешанное).

При **независимом возбуждении** (рисунок 3.41, а) якорная цепь и обмотка возбуждения запитываются от различных источников тока. При этом магнитный поток  $\Phi$  является практически постоянным и не зависит от тока якоря  $I_A$ .

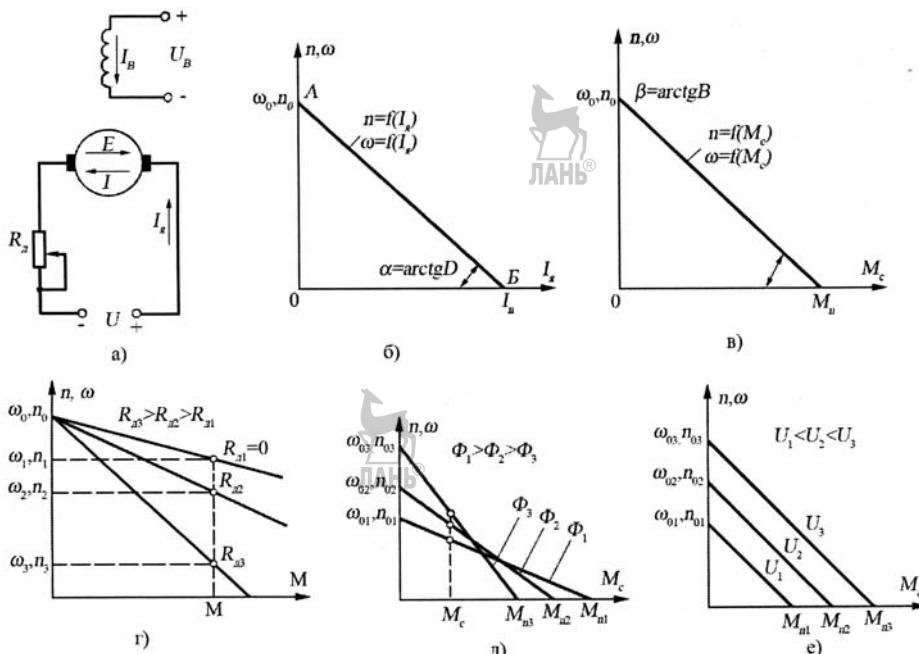


Рисунок 3.41 – Схема ДПТ с независимым возбуждением (а), статические скоростная (б), механическая (в) и регулировочные (г, д, е) характеристики

Свойства ДПТ в установившемся режиме ( $n = \text{const}$ ) определяются их статическими характеристиками: скоростной и механической.

**Скоростной характеристикой** называется зависимость частоты вращения двигателя  $n$  (или угловой скорости  $\omega$ ) от тока якоря  $I_A$ , т.е.  $n = f(I_A)$  (или  $\omega = f(I_A)$ ).

Уравнение скоростной характеристики получается из выражения (3.77) путем подстановки в него значения ЭДС из выражения (3.78) и решения его либо относительно частоты вращения  $n$ , т.е.

$$n = \frac{U}{C_{en} \cdot \Phi} - \frac{R_A}{C_{en} \cdot \Phi} \cdot I_A = \frac{U - I_A R_A}{C_{en} \cdot \Phi}, \quad (3.79, a)$$

либо относительно угловой скорости  $\omega$ , т.е.

$$\omega = \frac{U}{C_{e\omega} \cdot \Phi} - \frac{R_J}{C_{e\omega} \cdot \Phi} \cdot I_J = \frac{U - I_J R_J}{C_{e\omega} \cdot \Phi}. \quad (3.79, 6)$$

Первое слагаемое в уравнениях (3.79) означает частоту вращения и угловую скорость якоря (ротора) ДПТ на холостом ходу.

Во втором слагаемом величина  $R_J/(C_e \cdot \Phi) = D$  – постоянная, так как состоит из постоянных параметров. Учитывая эти соотношения, уравнения скоростных характеристик можно записать в виде

$$n = n_0 - D \cdot I_J \quad (3.80, a)$$

$$\text{и} \quad \omega = \omega_0 - D \cdot I_J. \quad (3.80, b)$$

Эти зависимости соответствуют уравнениям прямой линии с угловым коэффициентом  $D$ , который представляет собой тангенс угла наклона прямой АВ к оси тока  $I_J$ . График зависимости  $n, \omega = f(I_J)$  приведен на рисунке 3.41, б. Угол  $\alpha$  определяется значением  $\arctg D$ . Точка А на скоростной характеристике соответствует **идеальному холостому ходу**, при котором  $I_J = 0$ ,  $U = E$  (см. уравнение (3.77)). При этом частота вращения якоря равна частоте вращения при холостом ходе  $n_0$  (или  $\omega_0$ ). Точка Б соответствует началу пуска. В этом случае  $n = 0$  ( $\omega = 0$ ), а следовательно,  $E = 0$ . Тогда уравнение (3.77) принимает вид  $U = IR$ , а пусковой ток  $I_n = U/R$ .

При пуске ДПТ пусковой ток достигает большого значения, что приводит к чрезмерному нагреву обмоток якоря и возникновению кругового огня по коллектору. Кроме того, возникает очень большой момент на валу, эквивалентный удару, который может вызвать поломку исполнительного органа. Для ограничения пускового тока в цепи якоря устанавливается реостат, сопротивление которого в момент пуска полностью введено, а по мере разгона ДПТ постепенно уменьшается до нуля. Сопротивление реостата подбирается из условия ограничения пускового тока  $I_n$  допустимым значением, примерно  $(2\dots 3) I_{nom}$ , где  $I_{nom}$  – номинальный ток якоря.

**Механической характеристикой** ДПТ называется зависимость его частоты вращения  $n$  (или угловой скорости  $\omega$ ) от развиваемого на валу момента вращения, т.е.  $n = f(M)$  (или  $\omega = f(M)$ ).

Определив  $I$  из выражения (3.75) и подставив его значение в выражения (3.79), получаем уравнение механической характеристики

$$n = \frac{U}{C_{en} \cdot \Phi} - M \frac{R_J}{C_{en} \cdot C_M \cdot \Phi^2} \quad (3.81, a)$$

или

$$\omega = \frac{U}{C_{e\omega} \cdot \Phi} - M \frac{R_J}{C_{e\omega} \cdot C_M \cdot \Phi^2}. \quad (3.81, b)$$

Первые слагаемые в полученных уравнениях означают соответственно частоту вращения  $n_0$  (или угловую скорость  $\omega_0$ ) холостого хода, вторые – характеризуют изменение частоты вращения (или угловой скорости), обусловленные моментом нагрузки (сопротивления). Выражения (3.81) являются уравнениями прямой линии с соответствующим угловым коэффициентом

$$B_n = R_J / (C_{en} \cdot C_M \cdot \Phi^2) \quad (3.82, a)$$

или

$$B_\omega = R_J / (C_{e\omega} \cdot C_M \cdot \Phi^2), \quad (3.82, b)$$

которые представляют собой тангенс угла наклона прямой к оси момента  $M_C$  (рисунок 3.41, в).

Механическая характеристика может быть более жесткой или более мягкой.

**Жесткость характеристики** определяется значением

$$B_n' = dM/dn \quad (3.83, a)$$

или

$$B_\omega' = dM/d\omega, \quad (3.83, b)$$

и называется **степенью жесткости**.

ДПТ исполнительных органов должны иметь механические характеристики с как можно большими значениями степени жесткости, что позволяет получить большее значение пускового момента  $M_p$  и меньшее время разгона двигателя.

**Пусковой момент** — это момент, возникающий при пуске ДПТ, приводящий во вращение, находящийся в неподвижном состоянии якорь (ротор).

**Время разгона** — это время, в течение которого частота вращения ДПТ нарастает от нуля до установленного значения.

**Регулирование**  $n$  (или  $\omega$ ) электродвигателя связано с изменением его механической характеристики.

Из уравнений (3.81) следует, что возможны три основных способа регулирования:

— изменением сопротивления цепи якоря  $R_A$  путем введения добавочных сопротивлений  $R_d$  (рисунок 3.41, г);

— изменением магнитного потока возбуждения  $\Phi$  (рисунок 3.41, д);

— изменением напряжения  $U$ , подводимого к якорю электродвигателя (рисунок 3.41, е).

Регулирование  $n$  (или  $\omega$ ) с помощью изменения сопротивления  $R_d$  возможно только в сторону их понижения от основной характеристики, определяемой при  $R_{d1} = 0$ . При этом  $n_0$  (или  $\omega_0$ ) холостого хода остаются постоянными, а коэффициент  $B$  наклона характеристики увеличивается с увеличением значения  $R_d$ . Каждому значению сопротивления  $R_d$  при постоянном моменте сопротивления  $M_C$  соответствует определенное значение  $n$  (или  $\omega$ ), а жесткость характеристики  $n, \omega = f(M_C)$  уменьшается. Данный способ является экономически невыгодным, так как мощность, затрачиваемая в резисторе  $R_d$ , теряется.

Регулирование путем изменения потока возбуждения  $\Phi$  (рисунок 3.41, д) является весьма экономичным, поскольку напряжение  $U$  на якоре в процессе регулирования остается постоянным. Механические характеристики являются прямыми и пересекают оси момента  $M_C$  и  $n, \omega$  под разными углами, значение которых зависит от значения потока  $\Phi$ . При уменьшении потока  $n_0$  (или  $\omega_0$ ) холостого хода возрастают, а пусковой момент  $M_p$  уменьшается. Наклон механической характеристики увеличивается, жесткость характеристики снижается.

Регулирование изменением подводимого к якорю напряжения позволяет иметь не только широкую, экономичную и плавную регулировку, но и безреостатный пуск ДПТ. При этом способе питание якоря может осуществляться от генераторов, различного рода преобразователей, электромашинных и машинных усилителей и других источников. Механические характеристики (рисунок 3.41, е) для фиксированных значений напряжения  $U$ , подводимого к якорю ДПТ, представляют собой семейство параллельных прямых, так как коэффициент наклона характеристики  $B$  не зависит от напряжения  $U$  (выражение (3.82)).

Важнейшим параметром, характеризующим быстродействие исполнительного ДПТ, является **электромеханическая постоянная времени**. Под ней следует понимать время, в течение которого угловая скорость вращения якоря достигла бы установленного значения, если бы в процессе разгона якорь ускорился под влиянием определенного неизменного вращающего момента.



Значение электромеханической постоянной времени  $T_M$  чаще всего определяется по пусковому моменту ДПТ:

$$T_M = J\omega/M_{\text{п}}, \quad (3.84)$$

где  $J$  – момент инерции якоря, кг/м<sup>2</sup>;  $\omega$  – установившаяся угловая скорость якоря, рад/с;  $M_{\text{п}}$  – пусковой момент ДПТ, Н·м.

Значение этой постоянной в двигателях мощностью до 20...30 Вт лежит в пределах 0,02...0,04 с; в двигателях мощностью от 30 Вт до нескольких киловатт она достигает 0,2 с, что делает ДПТ весьма инерционным элементом автоматических систем регулирования.

При параллельном возбуждении обмотка возбуждения и якорная цепь параллельно подключены к одному источнику тока. В цепь обмотки возбуждения включен регулировочный реостат  $R_{P,B}$ , а в цепь якоря – пускорегулирующий реостат  $R_{\text{п}}$  (рисунок 3.42, а) [5].

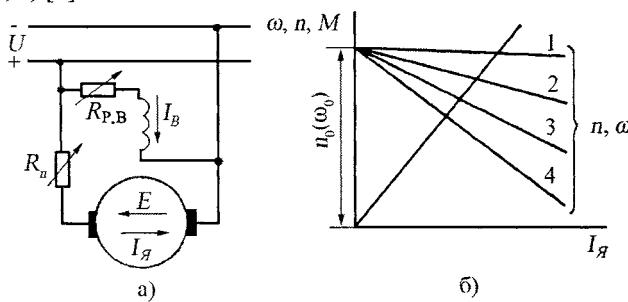


Рисунок 3.42 – Схема двигателя с параллельным возбуждением (а) и зависимости его момента и скорости вращения от тока якоря (б)

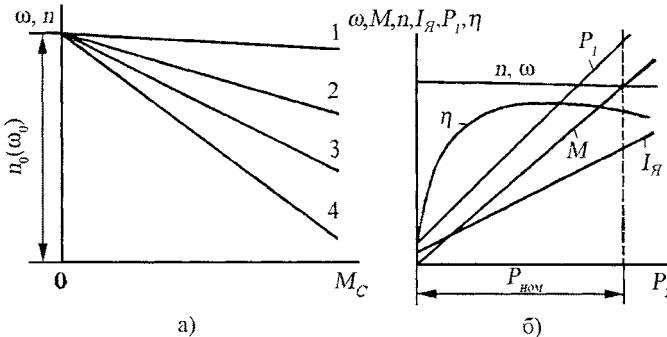


Рисунок 3.43 – Механические (а) и рабочие (б) характеристики двигателя с параллельным возбуждением

Характерной особенностью ДПТ является то, что его ток возбуждения  $I_B$  не зависит от тока якоря  $I_{\text{я}}$  (тока нагрузки). Поэтому, пренебрегая размагничивающим действием реакции якоря, можно приближенно считать, что и поток двигателя не зависит от нагрузки. При этом условии согласно (3.75) и (3.79), зависимости  $M = f(I_{\text{я}})$  и  $n, \omega = f(I_{\text{я}})$  будут линейными (рисунок 3.42, б). Следовательно, линейной будет и механическая характеристика двигателя  $n, \omega = f(M)$  (рисунок 3.43, а). Если в цепь якоря включено добавочное сопротивление  $R_{\text{п}}$ , то

$$n = \frac{U - I_{\text{я}}(R_{\text{я}} + R_{\text{п}})}{C_{en} \cdot \Phi} = n_0 - \Delta n \quad (3.85, \text{а})$$

или

$$\omega = \frac{U - I_{\text{я}}(R_{\text{я}} - R_{\text{п}})}{C_{e\omega} \cdot \Phi} = \omega_0 - \Delta \omega, \quad (3.85, \text{б})$$

где  $n = U/(C_{en} \cdot \Phi)$  – частота вращения при холостом ходе;  $\omega = U/(C_{e\omega} \cdot \Phi)$  – угловая скорость вращения при холостом ходе;

$$\Delta n = (R_J + R_n)I_J / (C_{en} \cdot \Phi)$$

и

$$\Delta\omega = (R_J + R_n)I_J / (C_{e\omega} \cdot \Phi),$$

соответственно, уменьшение частоты вращения и угловой скорости, обусловленное суммарным падением напряжения во всех сопротивлениях, включенных в цепь якоря ДПТ.

Величина  $\Delta n$  (или  $\Delta\omega$ ), т.е. сумма сопротивлений  $(R_J + R_n)$ , определяет наклон частотной  $n = f(I_J)$  (или скоростной  $\omega = f(I_J)$ ) и механических  $n, \omega = f(M)$  характеристик к оси абсцисс. При включении добавочного сопротивления  $R_n$  угол наклона этих характеристик возрастает, вследствие чего можно получить семейство реостатных характеристик 2, 3, 4, соответствующих различным значениям  $R_{n1}, R_{n2}, R_{n3}$ . При отсутствии в цепи якоря добавочного сопротивления  $R_n$  указанные характеристики будут жесткими (естественные характеристики 1 на рисунках 3.42, б и 3.43, а).

Регулировочный реостат  $R_p$  позволяет изменять ток возбуждения  $I_B$  и магнитный поток  $\Phi$  двигателя. Как следует из (3.79), при этом будет изменяться частота вращения  $n$  (угловая скорость вращения  $\omega$ ).

На рисунке 3.43, б изображены рабочие характеристики ДПТ. Они представляют собой зависимости потребленной мощности  $P_1$ , тока  $I_J \approx I_H$ , частоты вращения  $n$  (или угловой скорости  $\omega$ ), момента  $M$  и к.п.д.  $\eta$  от отдаваемой мощности  $P_2$  на валу ДПТ при  $U = \text{const}$  и  $I_B = \text{const}$ . Характеристики  $n = f(P_2)$  (или  $\omega = f(P_2)$ ) и  $M = f(P_2)$ , как следует из рассмотренных ранее выражений, являются линейными, а зависимости  $P_1 = f(P_2)$ ,  $I_J = f(P_2)$  и  $\eta = f(P_2)$  имеют характер, общий для всех электродвигателей.

Если мощность источника питания достаточно велика, то ток в обмотке возбуждения  $I_B$  также не зависит от тока якорной цепи, т.е. в этом случае возникает аналогия независимого возбуждения, а следовательно, регулировочные характеристики при параллельном возбуждении будут аналогичны регулировочным характеристикам, свойственным независимому возбуждению.

**При последовательном возбуждении** (рисунок 3.44) весь якорный ток протекает через обмотку возбуждения, т.е.  $I_B = I_J$ , поэтому магнитный поток  $\Phi$  является некоторой функцией тока нагрузки  $I_J$ . Характер этой функции изменяется в зависимости от величины нагрузки. При  $I_J < (0,8 \dots 0,9) I_{nom}$ , когда магнитная система не насыщена,  $\Phi = k_\Phi \cdot I_J$ , где  $k_\Phi$  – коэффициент пропорциональности, который в значительном диапазоне нагрузок остается практически постоянным. При дальнейшем возрастании нагрузки поток  $\Phi$  растет медленнее, чем  $I_J$ , и при больших нагрузках ( $I_J > I_{nom}$ ) можно считать, что  $\Phi = \text{const}$ . В соответствии с этим применяются и зависимости  $n = f(I_J)$  или  $\omega = f(I_J)$  и  $M = f(I_J)$ .

При нагрузках  $I_J < (0,8 \dots 0,9) I_{nom}$

$$n = \frac{U - I_J(R_J + R_n)}{C_{en} \cdot \Phi} = \frac{U}{C_{en}k_\Phi I_J} - \frac{I_J(R_J + R_n)}{C_{en}k_\Phi I_J} = C_1 \frac{U}{I_J} - C_2 \quad (3.86, \text{a})$$

или

$$\omega = \frac{U - I_J(R_J + R_n)}{C_{e\omega} \cdot \Phi} = \frac{U}{C_{e\omega}k_\Phi I_J} - \frac{I_J(R_J + R_n)}{C_{e\omega}k_\Phi I_J} = C_1 \frac{U}{I_J} - C_2; \quad (3.86, \text{б})$$

$$M = C_M \Phi I_J = C_M k_\Phi I_J^2 = C_3 I_J^3, \quad (3.87)$$

где  $C_1, C_2, C_3$  – постоянные.

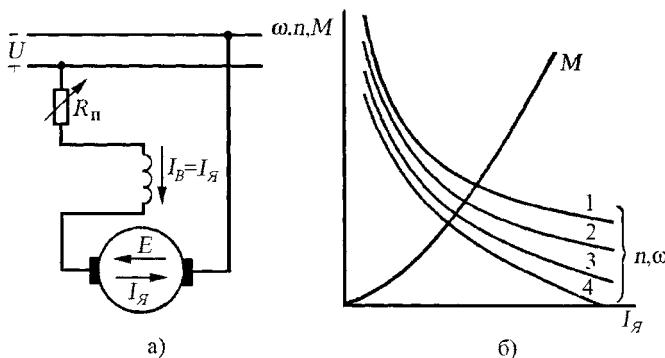


Рисунок 3.44 – Схема двигателя с последовательным возбуждением (а) и зависимости его момента и скорости вращения от тока якоря (б)

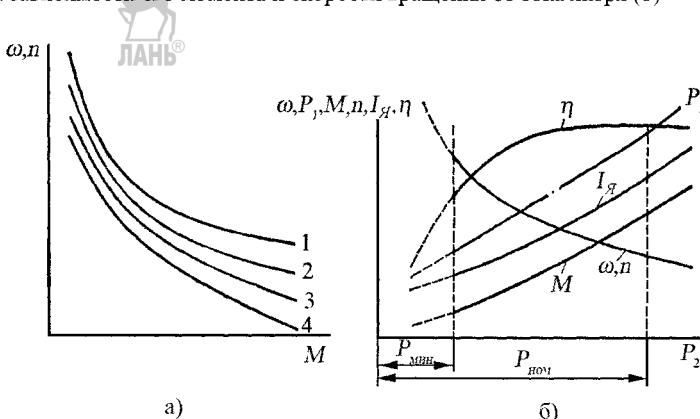


Рисунок 3.45 – Механические (а) и рабочие (б) характеристики двигателя с последовательным возбуждением

Следовательно, зависимости  $n = f(I_A)$  или  $\omega = f(I_A)$  имеют форму гиперболы, а зависимость  $M = f(I_A)$  – параболы (рисунок 3.44, б).

При нагрузках  $I_A > I_{nom}$  зависимости  $n = f(I_A)$  или  $\omega = f(I_A)$  и  $M = f(I_A)$  являются линейными.

Механические характеристики  $n = f(M)$  или  $\omega = f(M)$  (рисунок 3.45, а) могут быть построены на основании зависимостей  $n = f(I_A)$  или  $\omega = f(I_A)$  и  $M = f(I_A)$ .

При нагрузках, больших  $I_{nom}$ , зависимости  $n = f(M)$  или  $\omega = f(M)$  становятся линейными. Кроме естественных характеристик 1, можно путем включения добавочных сопротивлений  $R_n$  в цепь якоря получить семейство реостатных характеристик 2, 3 и 4 (рисунок 3.45, а).

ДПТ с последовательным возбуждением широко применяются в СП, особенно там, где имеют место изменения нагрузочного момента в широких пределах и тяжелые условия пуска (грузоподъемные и поворотные механизмы, тяговый привод и пр.).

На рисунке 3.45, б приведены рабочие характеристики ДПТ с последовательным возбуждением. Характеристики  $n = f(I_A)$  или  $\omega = f(I_A)$  и  $M = f(I_A)$  являются нелинейными. Остальные имеют такую же форму, как у ДПТ с параллельным возбуждением.

При смешанном возбуждении одна обмотка возбуждения подключена параллельно, а другая – последовательно (рисунок 3.46, а). В таком ДПТ магнит-

ный поток  $\Phi$  создается в результате совместного действия двух обмоток возбуждения. Поэтому его механическая характеристика (рисунок 3.46, б) располагается между характеристиками ДПТ с параллельным (прямая 1) и последовательным (кривая 2) возбуждением. Кривые 3 и 4 – характеристики при смешанном возбуждении. Достоинством данного ДПТ является то, что он, обладая мягкой характеристикой, может работать при холостом ходе, так как его  $n_0$  и (или)  $\omega_0$  имеют конечное значение.

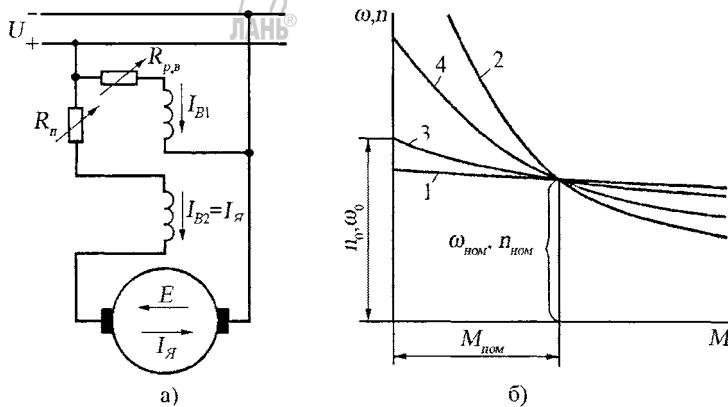


Рисунок 3.46 – Схема двигателя со смешанным возбуждением (а) и его механические характеристики (б)

### 3.5.3. Пуск, реверсирование и торможение ДПТ

#### Пуск ДПТ

Для пуска ДПТ используются три способа:

- прямой пуск, при котором обмотка якоря подключается непосредственно к сети;
- реостатный пуск с помощью пусковых сопротивлений (пускового реостата), включаемых в цепь якоря для ограничения тока при пуске;
- пуск путем плавного повышения напряжения, подаваемого на обмотку якоря.

При пуске ДПТ происходит значительное кратковременное увеличение тока якоря  $I_{Я}$ , т.е. возникает так называемый **пусковой ток**  $I_{Яп}$ . На основании уравнения (3.77) ток якоря

$$I_{Я} = (U - E)/R_{Я} . \quad (3.88)$$

В начальный момент пуска  $\omega = 0$  ( $n = 0$ ), следовательно, и  $E = 0$  (см. выражение (3.78)). Следовательно, пусковой ток якоря

$$I_{Яп} = U/R_{Я} . \quad (3.89)$$

Так как сопротивление якорной цепи  $R_{Я}$  достаточно мало, пусковой ток значительно превышает номинальное значение. Соотношение между пусковым током  $I_{Яп}$  и номинальным  $I_{ном}$  называется **кратностью пускового тока**  $k$ , т.е.

$$k = I_{Яп} / I_{ном} . \quad (3.90)$$

Для ДПТ кратность пускового тока составляет от 5 до 50, причем, чем больше мощность двигателя, тем больше  $k$ .

При **прямом пуске** ДПТ подсоединяется непосредственно к источнику питания. График изменения тока якоря при прямом пуске показан на рисунке 3.47 [25]. Прямой пуск применяется для ДПТ мощностью до 1 кВт.

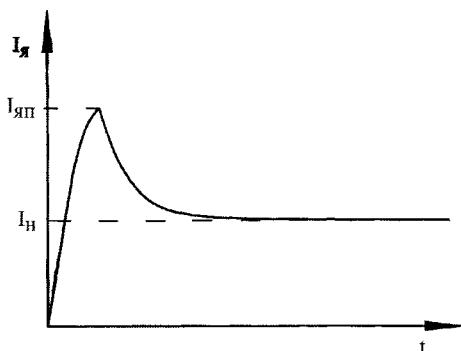


Рисунок 3.47 – График изменения тока якоря при прямом пуске

При **реостатном пуске**, например, двуступенчатом, в начальный момент времени в якорную цепь вводят добавочные сопротивления  $R_1, R_2$ , которые по мере разгона двигателя выводят из якорной цепи, шунтируя параллельно включенными контактами  $K1, K2$  (рисунок 3.48, а).

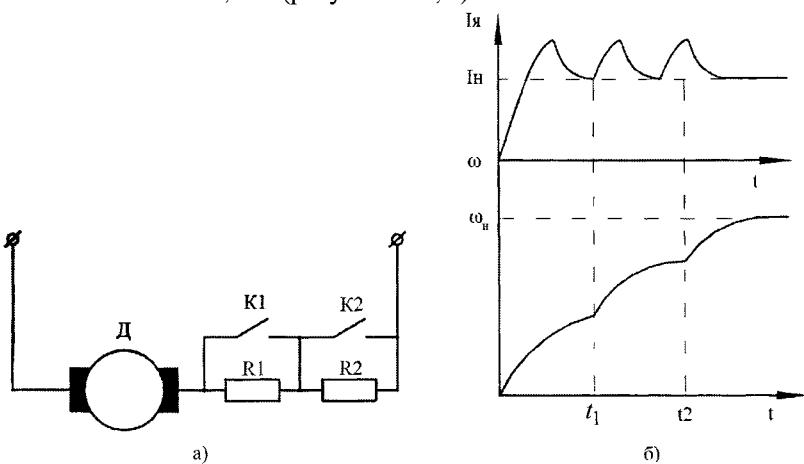


Рисунок 3.48 – Схема (а) и графики переходных процессов (б) двуступенчатого реостатного пуска ( $t_1$  и  $t_2$  – моменты шунтирования пусковых сопротивлений)

Пусковой ток определяется по формуле [25]

$$I_{\Pi} = U \left/ \left( R_{\text{я}} + \sum_{i=1}^N R_i \right) \right., \quad (3.91)$$

где  $N$  – число ступеней реостатного пуска (обычно используют не более трех ступеней);  $R_i$  – пусковые сопротивления ступеней, обеспечивающие кратность пускового тока от 2 до 5. График изменения  $I_{\text{я}}$  и угловой скорости  $\omega$  при двуступенчатом реостатном пуске показан на рисунке 3.48, б.

В зависимости от момента шунтирования пусковых сопротивлений различают три способа реостатного пуска: в функции времени; в функции скорости; в функции тока якоря.

При первом способе пусковые сопротивления выводят из якорной цепи через заданные промежутки времени, обеспечивая надежный выход на естественную механическую характеристику без учета изменения условий пуска.

При втором и третьем способах пуска, пусковые сопротивления выводят при заданных значениях скорости и тока. При этом учитываются реальные факторы

пуска, но возникают предпосылки получения «затянувшегося пуска», при котором ДПТ длительное время работает с пусковыми сопротивлениями в якорной цепи.

### Реверсирование ДПТ

**Реверсирование** – это изменения направления вращения якоря (ротора) ДПТ за счет изменения направления электромагнитного момента, действующего на якорь. Для ДПТ оба направления вращения являются равнозначными.

Используются два способа реверсирования: изменением направления тока возбуждения  $I_B$ , а следовательно, магнитного потока возбуждения, создаваемого обмоткой возбуждения (ОВ), при постоянном направлении тока якоря  $I_y$  (рисунок 3.49, а); изменением направления тока якоря  $I_y$  при постоянном магнитном потоке возбуждения, создаваемым током возбуждения  $I_B$  (рисунок 3.49, б).

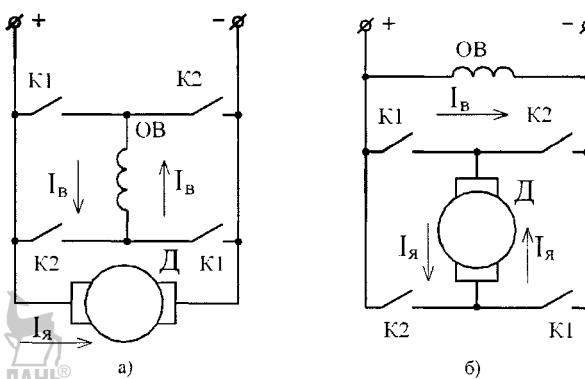


Рисунок 3.49 – Схемы реверсирования ДПТ изменением направления магнитного потока возбуждения (а) и тока якоря (б)

Если одновременно изменить направление тока якоря и магнитного потока ОВ, то ДПТ будет вращаться в прежнюю сторону, так как направление сил Ампера при этом не изменится.

При использовании первого способа осуществляется коммутация небольших токов возбуждения, но быстродействие меньше, так как ОВ обладает большей индуктивностью, чем якорная цепь, и необходимо также блокировать ток якоря на время переходных процессов в ОВ.

Второй способ отличается высоким быстродействием и постоянством магнитного потока, однако происходит коммутация больших токов якоря.

### Способы торможения ДПТ

При отключении двигателя от сети питания внешние моменты сопротивления вызовут его остановку. Однако время остановки, т.е. торможения, может быть недопустимо большим, так как действующий на ротор момент инерции может быть весьма значительным. Для сокращения времени торможения используются методы дополнительного торможения – механические или электрические.

При механическом торможении используются различные конструкции тормозных устройств: дисковые, барабанные, ленточные. Применение в составе СП указанных конструкций тормозных устройств приводит к увеличению габаритов, вибрациям и выделению тепла.

В ДПТ с независимым и параллельным возбуждением применяются такие способы электрического торможения, как рекуперативное (генераторное), динамическое (реостатное) и электромагнитное (противотоком или противовключением).

**При рекуперативном торможении** ДПТ переводят в генераторный режим, создавая тормозящий момент, а вырабатываемая им электроэнергия отдается в сеть. При этом частота вращения  $n > n_0$  (или угловая скорость  $\omega > \omega_0$ ), а механические характеристики представляют собой продолжение механических характеристик ДПТ в область отрицательных моментов. Чем больше  $n$  (или  $\omega$ ),

тем больше э.д.с.  $E$ , ток  $I_A$ , а следовательно, и тормозной момент  $M$  (рисунок 3.50, а). ЭДС превышает напряжение и ток якоря  $I_A$  изменяет направление, т.е.

$$I_A = \frac{-U + E}{R_A} = -\frac{(U - E)}{R_A}. \quad (3.92)$$

Величину тормозного момента  $M$  при заданной  $n$  (или  $\omega$ ) можно регулировать изменением добавочного сопротивления  $R_{\text{п}}$  в цепи якоря, э.д.с.  $E$  или напряжения  $U$ .

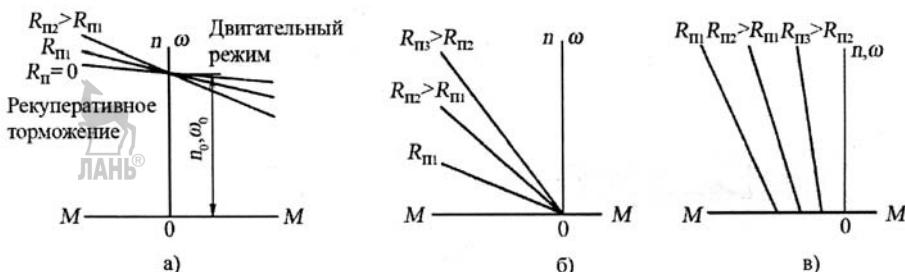


Рисунок 3.50 – Механические характеристики двигателя с параллельным возбуждением при рекуперативном (а), динамическом (б) и электромагнитном (в) торможении

Недостаток данного способа заключается в том, что его можно применять только при значительных  $n$  (или  $\omega$ ), больших  $n_0$  (или  $\omega_0$ ).

При динамическом торможении, схема которого представлена на

рисунке 3.51, вращающийся по инерции якорь (ротор) отключают от сети и замыкают на сопротивление  $R_T$ , которое называют тормозным. Магнитный поток возбуждения остается неизменным, а ток якоря определяется по формуле

$$I_A = -E/R_A = -(E/R_A). \quad (3.93)$$

При этом ДПТ работает в генераторном режиме, создавая тормозной момент, а вырабатываемая электроэнергия бесполезно гасится в сопротивлении. Регулирование величины  $I_A$ , т.е. тормозного момента  $M$ , осуществляется путем изменения сопротивления  $R_T$ , подключеного к обмотке якоря (рисунок 3.50, б), или э.д.с.  $E$  (воздействуя на ток возбуждения). Частота вращения  $n_0$  (или угловая скорость  $\omega_0$ ) при этом режиме равны нулю, т.е. такой способ торможения применим при низких  $n$  (или  $\omega$ ).

Рисунок 3.51 – Схема динамического торможения ДПТ

При торможении противовключением изменяют напряжение тока якоря при вращающемся по инерции якоре ДПТ, а следовательно, изменяют направление электромагнитного момента  $M$  при неизменном направлении вращения, делая его тормозным. Это самый быстрый способ торможения, при котором ток якоря определяется по формуле

$$I_A = \frac{-U - E}{R_A} = -\frac{(U + E)}{R_A}. \quad (3.94)$$

Ток якоря может быть больше пускового тока, момент может значительно возрастать и существенно не зависит от  $n$  (или  $\omega$ ) (рисунок 3.50, в).

Регулирование тормозного момента  $M$  осуществляется изменением сопротивления  $R_{\text{п}}$  в цепи якоря. При данном способе можно получить большие тормозные моменты при низких  $n$  (или  $\omega$ ).



### 3.6. Пневматические двигатели вращательного движения

#### 3.6.1. Классификация и общая характеристика

Пневматические двигатели вращательного движения (ПДВ) выпускаются с диапазоном мощностей от 0,05 до 50 кВт [20] с частотой вращения выходного вала от нескольких десятков до 75000 об/мин. и эффективно применяются в тех случаях, когда технологические процессы характеризуются повышенной взрывоопасностью, пожароопасностью, недопустимостью наличия электромагнитных, электрических и радиационных полей, а технологическое оборудование, в составе которого они применяются, должно обладать высоким быстродействием, относительно небольшими весогабаритными параметрами, не бояться перегрузок, быть простым в изготовлении, эксплуатации и обслуживании.

В качестве источника энергии для ПДВ используется очищенный сжатый воздух с избыточным давлением 0,4 ... 0,6 МПа.

К недостаткам ПДВ относится их низкий к.п.д. (20...30) %, который в зависимости от протяженности и состояния пневматических сетей может снижаться до 5 ... 15%; шум при работе, требующий применения специальных глушителей.

Наибольшее распространение получили ПДВ сравнительно малой мощности.

Основные разновидности ПДВ могут быть классифицированы в зависимости от характера преобразования в них пневматической энергии в механическую работу в виде вращательного движения ведущего звена, на которое непосредственно воздействует сжатый воздух.

В промышленном производстве в основном используются следующие типы ПДВ: шестеренные, поршневые, ротационные (лопастные) и турбинные.

Наиболее широкое применение в составе СП технологического оборудования получили **ротационные** (лопастные) пневматические двигатели (ПД), которые по конструктивному исполнению могут выполняться полуоборотными и неполнооборотными, т.е. с дискретным вращением выходного вала, и с непрерывным вращением выходного вала (**пневмомоторы**).

К пневмомоторам в составе СП предъявляются следующие основные требования: устойчивая работа при любом управляющем давлении – от нулевого до максимального; симметричные характеристики при вращении в обе стороны; линейность механических и регулировочных характеристик для улучшения качества регулирования; высокое быстродействие; большой пусковой момент; малое давление трогания с места; надежность в работе, малые габариты и масса.

ПДВ изготавливаются нереверсивными и реверсивными.

#### 3.6.2. Полуоборотные и неполнооборотные лопастные ПД

ПД данных типов используются в СП с ограниченным вращательным движением рабочего органа, например, в составе манипуляторов промышленных роботов (см. рисунок 2.3).

**Полуоборотный однолопастной ПД** (рисунок 3.52, а) [13, 42, 43] состоит из цилиндрического корпуса 4 с размещенным в центре валом 5 с лопастью 6, вкладыша 3, снабженного каналами 1 и 2 для подвода/отвода сжатого воздуха, действие которого на лопасть 6 вызывает вращение вала, смонтированного с помощью шарикоподшипников в боковых крышкиах (на рисунке не показаны). Угол поворота лопасти 6 не превышает 180°.

**Неполнооборотный однолопастной ПД** (рисунок 3.52, б) имеет угол поворота до 270°.

Опоры вала обеих конструкций ПДВ нагружаются односторонней силой давления воздуха.

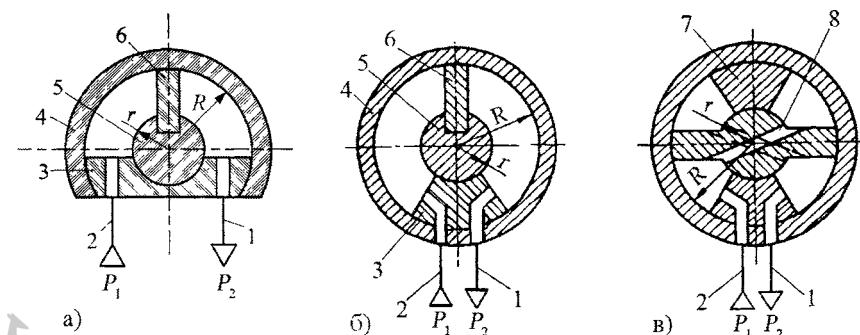


Рисунок 3.52 – Схемы однолопастного полуоборотного (а), неполнооборотного (б) и двухлопастного ПДВ (в)

**В двухлопастном ПД** силы давления, действующие на лопасти вала, направлены диаметрально и уравновешиваются, что способствует разгрузке его опор, однако угол поворота значительно уменьшается из-за наличия второго вкладыша-перегородки 7. Для подачи сжатого воздуха одновременно в две рабочие камеры в вале выполнены радиальные каналы 8. Данное конструктивное решение позволяет увеличить крутящий момент на валу ПД.

Крутящий момент  $M$  и угловая скорость  $\omega$  на валу ПД с лопастью прямоугольной формы определяется зависимостями [13]

$$M = \Delta p S_9 R_i z = 0,5 \Delta p b (R^2 - r^2) z, \quad (3.95)$$

$$\omega = Q / S_9 R_i z = 2Q / (R^2 - r^2) b z, \quad (3.96)$$

где  $\Delta p = p_1 - p_2$  – перепад давлений;  $p_1, p_2$  – давления в полости впуска и выхлопа;  $b$  – ширина лопасти;  $R$  и  $r$  – соответственно максимальный и минимальный радиус лопасти;  $z$  – количество лопастей;  $Q = \mu S_t \sqrt{2\Delta p / \rho}$  – объемный расход воздуха через подводящий канал;  $S_t$  – площадь поперечного сечения трубопровода;  $\rho = 1,29 \text{ кг}/\text{м}^3$  – плотность воздуха;  $S_9 = (R - r)b$  – эффективная площадь лопасти;  $R_i = (R + r)/2$  – координата приложения силы давления;  $\mu$  – коэффициент расхода трубопровода.

Между расходом воздуха, проводимостью трубопровода  $G$  и перепадом давления (потерей давления) в трубопроводе  $\Delta p$  существует зависимость

$$Q = G \sqrt{\Delta p}. \quad (3.97)$$

Массовый расход воздуха

$$G_m = S_t \rho. \quad (3.98)$$

Условное обозначение (а), общий вид (б), конструкция (в) и размерные параметры (г) полуоборотного ПД типа DSRL-32-180-P-FW (Festo) приведены на рисунке 3.53. Он снабжен упругими пластинчатыми вставками, позволяющими осуществлять двустороннее демпфирование в конечных положениях (Р), полым фланцевым валом (FW), лопастью шириной 32 мм (эквивалентный диаметр поршня 32 мм) с углом поворота от 0 до 180° [42].

Крутящий момент, развиваемый таким ПД при давлении сжатого воздуха 0,6 МПа, достигает 10 Н·м. Максимально допустимое рабочее давление – 0,8 МПа; максимальная частота реверсирования – 3 Гц; масса – 1,39 кг; диапазон рабочих температур – от –10 до 60 °C; допустимая радиальная сила на валу – 200 Н; допустимая аксиальная нагрузка на вал – 75 Н; допустимый момент инерции масс на валу –  $1,4 \cdot 10^{-4} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ; потребление воздуха при угле поворота 180° и давлении 0,6 МПа –  $454 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$  ( $454 \cdot 10^{-3} \text{ дм}^3$  или 0,454 л).

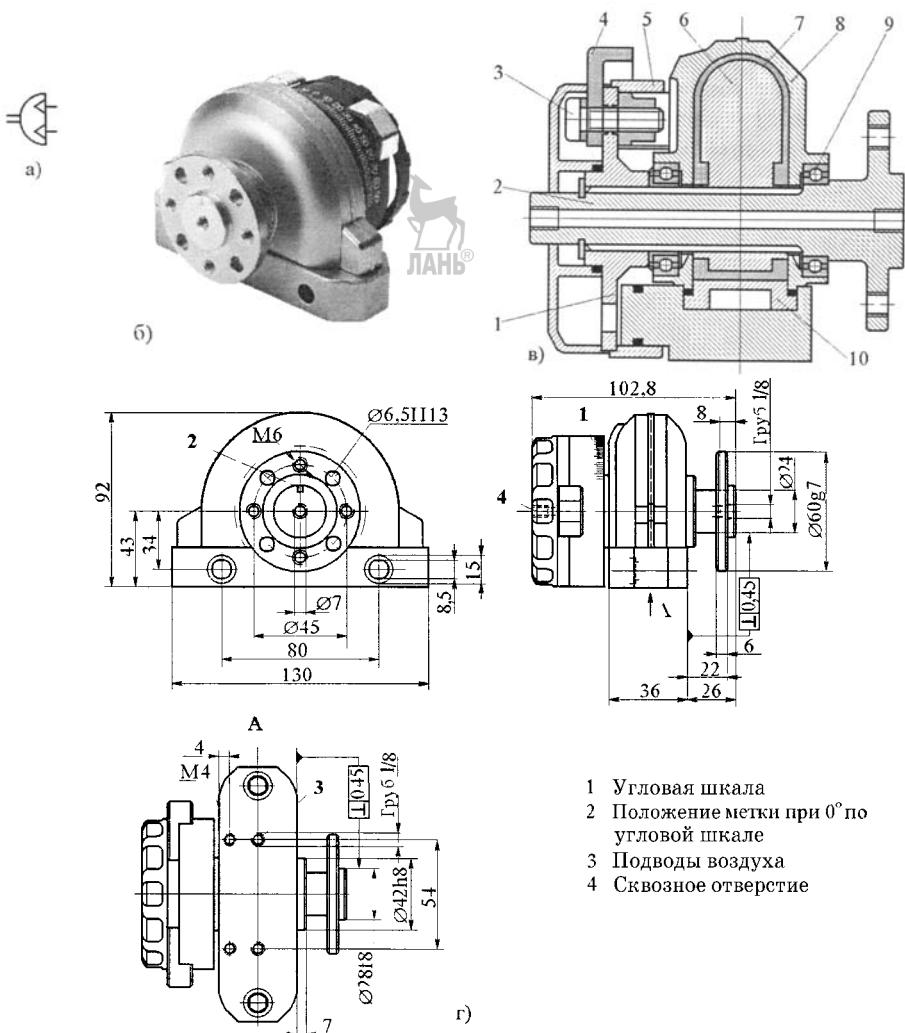


Рисунок 3.53 – Полуоборотный лопастной ПД

Полуоборотный ПД (рисунок 3.53, в) включает в себя корпус 8 с разделителем (вставкой) полостей 10 и подшипниками 9, в которых установлен вращающийся полый фланцевый вал 2 с поворотной лопастью (поршнем) 6 и уплотнениями 7. В задней части вала 2 установлен диск 1 регулируемой упорной системы, в прорезях которого с помощью винтов 3 закреплены переналаживаемые кулачки 4, взаимодействующие с дискретными датчиками конечных и промежуточных угловых положений лопасти (рисунок 3.54, а). Полый фланцевый вал позволяет пропускать через него электрические провода, эластичные трубопроводы для рабочей среды. Установка требуемого угла поворота осуществляется с помощью шкалы углов на крышке 5.

При использовании в составе СП с непрерывным регулированием выходных параметров (угла поворота, скорости) в пределах заданного угла поворота, ПД снабжается датчиком непрерывного действия, например, потенциометрическим или магнитоимпульсным.

На рисунке 3.54, б показаны навесные элементы, обеспечивающие монтаж поворотных двигателей с фланцевым выходным валом 2 и выходным валом со шпонкой 1, а также контроль угла поворота лопастей, 3 – крепежные лапы, 4 –

фланцевое крепление; 5 – выходной фланец; 6 – муфта свободного хода, обеспечивающая либо только левое вращение фланца 5, либо только правое вращение; 7, 8 – электрические конечные выключатели; 9, 10 – брызгозащищенные конечные выключатели; 11 – пневматические выключатели; 12, 13 – индуктивные датчики; 14, 15, 16 – кронштейны для крепления датчиков.

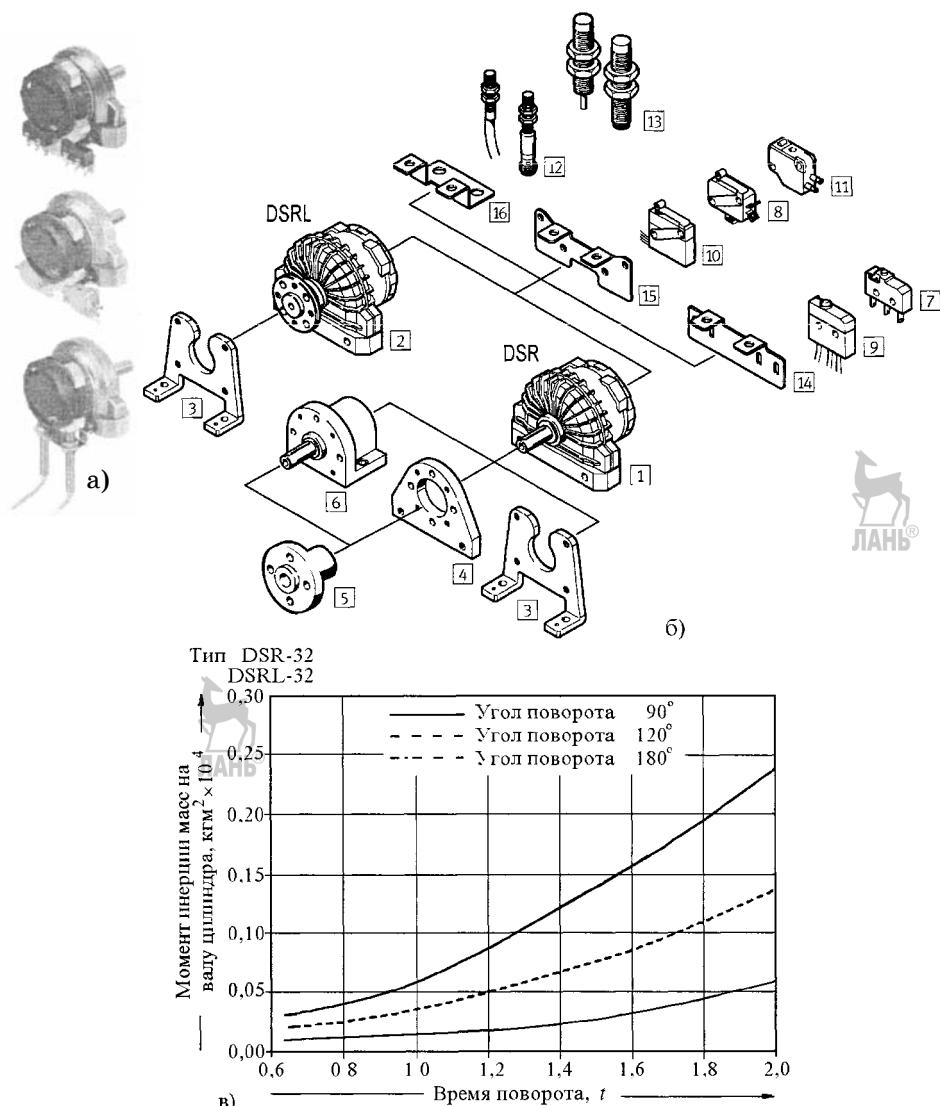


Рисунок 3.54 – Общий вид (а), навесные элементы (б) и графические зависимости момента инерции масс от времени и угла поворота (в) лопастных ПД типа DSR и DSRL (Festo)

На рисунке 3.54, в показана зависимость момента инерции масс на выходном валу двигателя от времени поворота  $t$  и угла поворота. Указанное на диаграмме время поворота достигается только дросселированием.

Неполнооборотный лопастной ПД двустороннего действия типа DSM- ... - 270-P-FW (рисунок 3.55, а) отличается от предыдущего типа конструкцией регулируемой упорной системы и возможностью обеспечения большего угла поворота

– до 270°. Он имеет сборный корпус 1 с разделителем полостей 2 (рисунок 3.55, б), в котором выполнены каналы для подвода давления. На фланцевом шлицевом валу 3 установлены лопасть (поршень) 4 и флагжок 6, взаимодействующий с жесткими упорами 8, закрепленными в Т-образном пазу 5 корпуса с помощью винтов 7. Винтами 9 с контргайками осуществляется точная настройка конечных угловых положений вала 3.

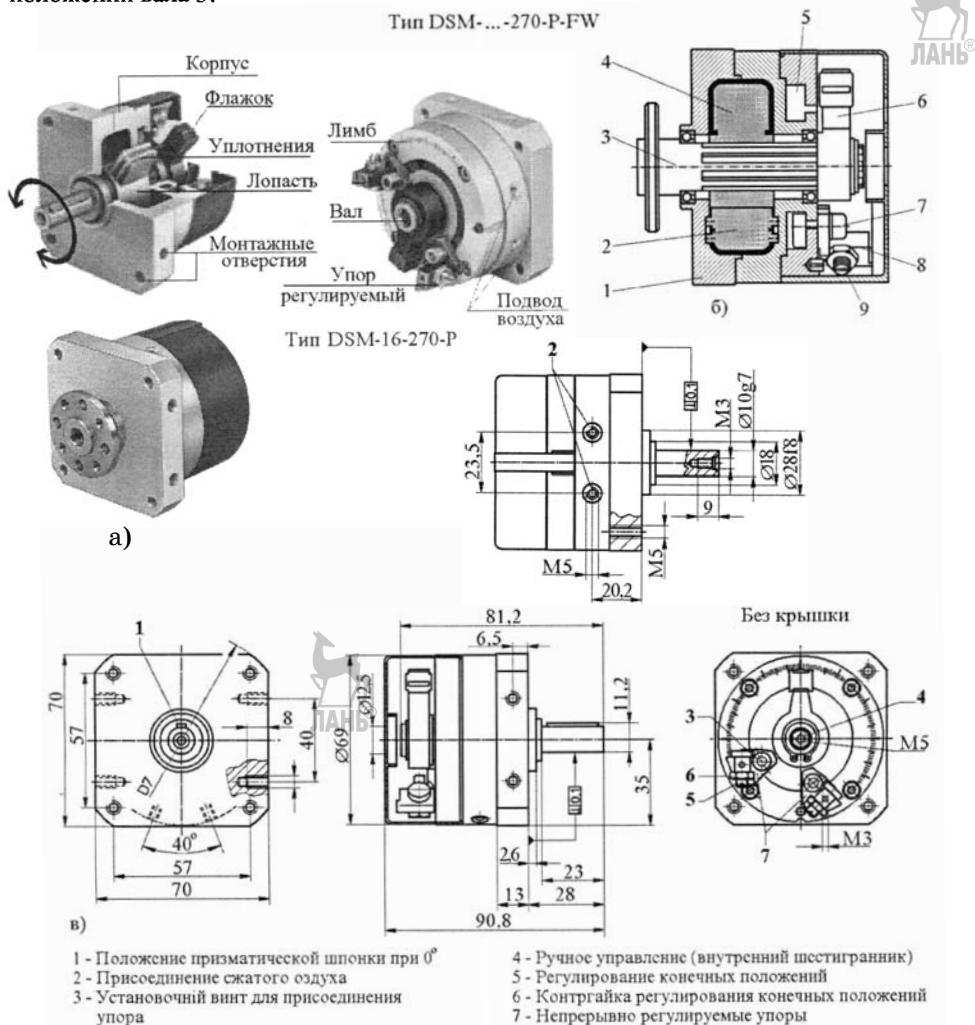


Рисунок 3.55 – Общий вид (а), конструкция (б) и габаритные размеры (в) неподвижного лопастного ПД типа DSM

Для ручного поворота вала 3 в процессе настройки, со стороны флагшка 6 имеется шестигранное отверстие под ключ.

ПД данного типа выпускаются с диаметрами (шириной) поршней 12, 16, 25, 32 и 40 мм, рабочее давление – 1,0 МПа; диапазон температур – от –10 до +60 °C; крутящий момент при 0,6 МПа – 1,25...20 Н·м, допустимая частота срабатывания – 2 Гц; максимально допустимая радиальная сила на валу – 45...350 Н, осевая – 18...120 Н; максимально допустимый момент инерции масс на валу при наличии внешних упоров и демпферов –  $(7\ldots40)\cdot10^4$  кг·м<sup>2</sup>; угол торможения – 10 ... 15°.

На рисунке 3.55, в приведены конструкция и размерные параметры поворотного ПД типа DSM-16-270-R (без фланца) с диаметром (шириной) поршня (лопасти) 16 мм и углом поворота 270°.

Также, как и в предыдущей конструкции, в задней части данного ПД может

быть размещен датчик непрерывного действия (датчик обратной связи) для контроля углового положения или угловой скорости выходного вала.

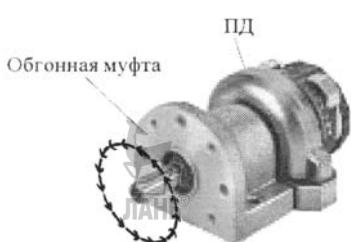


Рисунок 3.56 – Полуоборотный лопастной ПД с обгонной муфтой

Снабжение полуоборотных и неполнооборотных ПД обгонной муфтой (рисунок 3.56) позволяет получить импульсное одностороннее вращение выходного вала, т.е. шаговый режим работы, присущий шаговым электродвигателям.

### 3.6.3. Пластинчатые ПД

Пластинчатые пневмодвигатели (пневмомоторы) относятся к объемным ПД с неограниченным вращательным движением выходного вала.

В СП технологического оборудования наибольшее применение получили реверсивные пластинчатые ПД (ротационные), благодаря относительно малой массе и меньшим габаритам, высокому быстродействию. Уплотнение рабочей камеры у них менее совершенно, чем у других типов ПД, например, поршневых, но за счет большего коэффициента расширения сжатого воздуха их к.п.д. выше.

Из большого числа различных конструкций реверсивных пластинчатых пневмодвигателей (ППД) можно выделить три группы, для которых могут быть применены общие методики построения индикаторных диаграмм и расчета [20].

К **первой группе** относятся ППД с частичным расширением сжатого воздуха, где имеется зона основного выхлопа, расположенная симметрично относительно оси эксцентрикитета (рисунок 3.57, а).

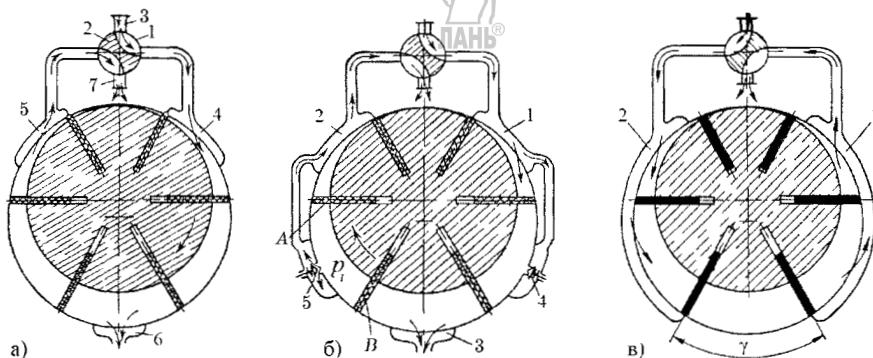


Рисунок 3.57 – Конструктивная схема реверсивного двигателя

а) с частичным расширением сжатого воздуха

б) при отсутствии обратного сжатия

в) работающего без расширения сжатого воздуха

Распределяющее устройство (электропневмораспределитель) 1 выполнено в виде крана, в зависимости от положения пробки 2 которого воздух, подводимый из сети к патрубку 3, поступает или в зону 4, или в зону 5, осуществляя правое или левое вращение ротора ППД. Отработанный воздух выходит из двигателя через

отверстия в зоне 6, расположенные симметрично относительно оси эксцентрикиситета (основной выхлоп).

Оставшийся между пластинами (лопатками) воздух в зависимости от направления вращения ротора выталкивается в окружающую среду через отверстия, расположенные в зонах 4 и 5 (дополнительный выхлоп), а затем через пробку 2 и патрубок 7 в корпусе кранового пневмопределителя 1.

Ко второй группе относятся ППД, схема которых представлена на рисунке 3.57, б. В зависимости от того, к какой из зон (1 или 2) подводится сжатый воздух, осуществляется правое или левое вращение ротора двигателя. Выхлоп отработавшего воздуха производится через отверстия в зоне 3. Обратные клапаны 4 и 5 позволяют осуществлять дополнительный выхлоп воздуха из межпластинчатого пространства.

В положении, показанном на рисунке, клапан 4 под действием пружины и сжатого воздуха закрывает отверстие в статоре. Клапан 5 за счет давления  $p$ , между пластинами А и В, более высокого, чем в зоне 2, приоткрывается, и воздух, находящийся между пластинами, через клапан и каналы в зоне 2 выходит в окружающую среду.

Подобного рода ППД изготавливаются для высоких мощностей (более 10 кВт).

К третьей группе относятся ППД, конструктивная схема которых показана на рисунке 3.57, в. В зависимости от того, к какой из зон (1 или 2) подается сжатый воздух, осуществляется правое или левое вращение ротора двигателя. Выхлоп отработавшего воздуха производится из зоны, противоположной той, в которую подводится сжатый воздух. Центральный угол, соответствующий разрыву между зонами 1 и 2, равен углу  $\gamma$  между пластинами, и поэтому ППД данного типа работает без расширения.

ППД третьей группы наиболее предпочтительны для СП.

Постоянная времени ППД составляет 0,01...0,1 с, тогда как, например, у турбинных ПД она равна 0,5...5 с.

Очень важное преимущество ППД – возможность работы (при соответствующем исполнении) в условиях высоких температур (до 60 °C) и радиации.

На рисунке 3.58, а [20] показан реверсивный ППД, работающий без расширения. Он состоит из корпуса (статора) 1 со статорной гильзой 3 и двумя торцовыми крышками 5 и 9, в которых на подшипниках 6 и 8 установлен ротор 13 с четырьмя пластинами (лопатками) 12 (рисунок 3.58, б). Ротор имеет две пары взаимно перпендикулярных сквозных отверстий 7, в которых размещены цилиндрические толкатели 4, поджимающие под действием пружин 2 пластины 12 к статорной гильзе, имеющей отверстия 14 для впуска/выпуска сжатого воздуха, подводимого/отводимого по каналам 10 и 11. Пластины (лопатки) 12 выполнены из смазывающегося материала, например, бронзографита, что обеспечивает возможность длительной работы без смазки в условиях повышенных температур.

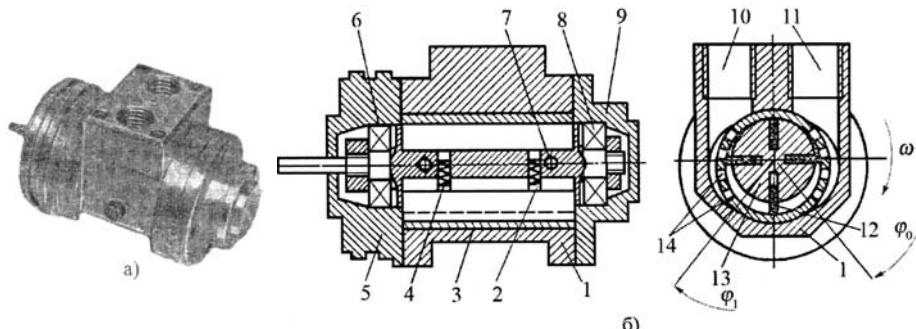


Рисунок 3.58 – Общий вид (а) и конструкция (б) пластинчатого ПД

Поджим лопаток к статору может осуществляться не только центробежными силами и силами, создаваемыми упругими элементами (пружинами), размещенными в радиальных отверстиях ротора.

На рисунке 3.59 [20] показано конструктивное решение, позволяющее осуществлять поджим при помощи сжатого воздуха, подводимого под лопатки через специальный паз 1 и канал 2 в торцовой крышке 3, соединенные с каналом 4, по которому воздух подается к ППД.

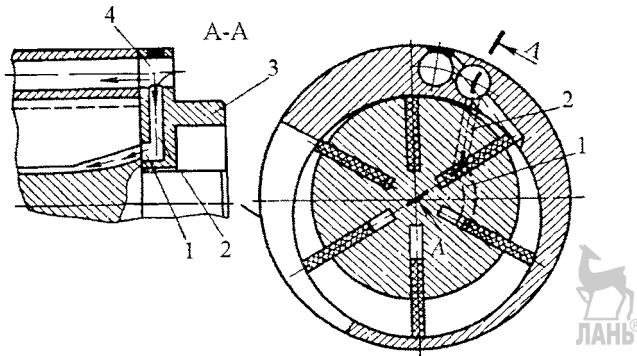


Рисунок 3.59 – Принудительное поджатие лопаток сжатым воздухом

Момент инерции ППД включает момент инерции ротора и пластин, однако ввиду незначительного момента инерции последних, им можно пренебречь. Поэтому [20]

$$J_d = k_J \frac{\pi}{2g} r_o \cdot \rho_p \cdot l_p, \quad (3.99)$$

где  $k_J = 0,6$  – коэффициент формы ротора, учитывающий наличие в нем пазов, выточек, отверстий, пластин (лопаток) и других особенностей;  $r_o$  – радиус ротора (рисунок 3.60);  $l_p$  – длина ротора;  $\rho_p$  – плотность материала ротора (для стали  $\rho = 7,8 \text{ кг}/\text{дм}^3$ ).

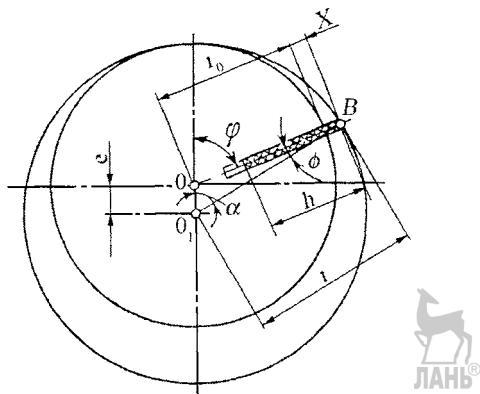


Рисунок 3.60 – Расчетная схема ППД

Средний движущий момент

$$M_d = \frac{zA_d}{2\pi}, \quad (3.100)$$

где  $A_d$  – работа двигательного цикла.

Для симметричного ППД без расширения (т.е. коэффициенты, определяющие площади камер  $C_2 = C_1$  и  $C_3 = 0$ )

$$A_\partial = C_1 l r_o^2 (p_1 - p_2), \quad (3.101)$$

где  $l$  – длина пластин (лопаток);  $(p_1 - p_2)$  – разность (перепад) давления в рабочих камерах.

С учетом (3.101)

$$M_\partial = (p_1 - p_2) k_{o,cp}, \quad (3.102)$$

где  $k_{o,cp} = c_1 (r_o^2 z / (2\pi))$ ;

$$c_1 = \frac{1}{a_1} \left[ \gamma(a + 0,5) - 2(a + 1) \cos \left( \varphi_0 + \frac{\gamma}{2} \right) \sin \frac{\gamma}{2} + \frac{1}{2} \cos(2\varphi_0 + \gamma) \sin \gamma \right], \quad (3.103)$$

где  $\gamma$  – угол между лопатками;  $\varphi_0$  – угол поворота лопаток при впуске.

Коэффициент  $k_{o,cp}$ , численно равный среднему изменению объема рабочей камеры при повороте ротора на единичный угол, называется **объемным коэффициентом**.

На практике при расчетах пользуются не средним значением объемного коэффициента, а его минимальным значением

$$k_{o,min} = \frac{l r_o^2}{a^2} [a - (a + 1) \cos \varphi_0 + \cos^2 \varphi_0], \quad (3.104)$$

где  $a = r_o/e$  (на практике с учетом износа лопаток  $a = 3\dots 5$ );  $e$  – величина эксцентрикитета (см. рисунок 3.60).

Таким образом, движущий момент

$$M_\partial = (p_1 - p_2) k_{o,min}. \quad (3.105)$$

Момент трения лопаток (пластин) о статор можно найти через работу трения [20]:

$$M_\lambda = z A_T / (2\pi). \quad (3.106)$$

Поскольку

$$A_T = B l r_o^4 \omega^2, \quad (3.107)$$

после подстановки (3.107) в (3.106) получим

$$M_\lambda = B_\kappa \omega^2, \quad (3.108)$$

где  $B_\kappa = \frac{z}{2\pi} l r_o^4 B$ .

С учетом выражения

$$B = \frac{\pi}{ga^3} k_b \cdot q \cdot \delta \cdot \mu [2(a+1)^2 - q(a+1)], \quad (3.109)$$

$$B_\kappa = \frac{z r_o^2 l}{2g} \mu \cdot \rho \cdot k_b \cdot q \cdot \frac{2(a+1)^2 - q(a+1)}{a^3}, \quad (3.110)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения лопатки о поверхность статора;  $\rho$  – плотность материала лопатки;  $b$  – толщина лопатки;  $h$  – высота лопатки;  $g$  – ускорение свободного падения;  $q = h/e$ ;  $k_b = b/r_o$ .

Из формулы (3.108) видно, что момент трения лопаток о статор пропорционален квадрату скорости вращения  $\omega$ , поэтому коэффициент  $B_\kappa$  называется **диссилиативным коэффициентом** квадратичного трения.

Представив момент нагрузки в виде

$$M_h = M_C \operatorname{sign} \omega + M_B, \quad (3.111)$$

где  $M_C$  – момент трения нагрузки;  $M_B$  – момент нагрузки за вычетом момента трения и подставив выражения (3.107), (3.108) и (3.111) в уравнение моментов на валу ППД, угловая скорость которого  $\omega = \dot{\phi}$ , имеющего вид

$$J\ddot{\omega} = M_d - M_n \operatorname{sign} \omega - M_h, \quad (3.112)$$

получим уравнение моментов в следующем виде:

$$J\ddot{\omega} + B_k \omega^2 \operatorname{sign} \omega + M_C \operatorname{sign} \omega = (p_1 - p_2) k_o - M_B. \quad (3.113)$$

Разность давлений в рабочих камерах ( $p_1 - p_2$ ) связана с входным управляющим сигналом  $\alpha$  в общем случае некоторым нелинейным газодинамическим соотношением, зависящим от угловой скорости вращения  $\omega$ :

$$(p_1 - p_2) = f(\alpha, \omega). \quad (3.114)$$

В зависимости от типа управляющего устройства под входным сигналом  $\alpha$  подразумевается или входное давление струйного усилителя, или перемещение золотника пропорционального пневмораспределителя, или угол поворота струйной трубки [20].

Нахождение аналитического выражения для соотношения (3.114) в общем случае затруднительно, поэтому можно рассматривать следующую эмпирическую зависимость, полученную при исследованиях ППД:

$$p_1 - p_2 = k_\alpha \alpha - k_\omega \omega^2 \operatorname{sign} \omega, \quad (3.115)$$

где  $k_\alpha$  и  $k_\omega$  – некоторые постоянные коэффициенты, определяемые конструкцией управляющего устройства.

Если внутренние сопротивления управляющего устройства ничтожно малы, то можно положить  $k_\omega = 0$ .

Подставляя (3.115) в уравнение (3.113), получим

$$J\ddot{\omega} + B'_k \omega^2 \operatorname{sign} \omega + M_C \operatorname{sign} \omega = M_\Pi - M_B, \quad (3.116)$$

где

$$M_\Pi = k_o k_\alpha \alpha, \quad (3.117)$$

$$B'_k = B_k + k_o k_\omega. \quad (3.118)$$

Основными статическими характеристиками ППД, которые используются в СП, являются регулировочные и механические характеристики, определяемые из уравнения (3.116) при  $\dot{\omega} = 0$  (т.е. для режима вращения с установившейся скоростью).

В этом случае, как видно из уравнения (3.116), угловая скорость  $\omega$  зависит от входного сигнала  $g$ , и момента нагрузки  $M_h$ :

$$\omega = \sqrt{\frac{M_\Pi - M_h}{B'_k}} = \sqrt{\frac{1}{B'_k} (k_o k_\alpha \alpha - M_h)}. \quad (3.119)$$

Если рассматривать зависимость  $\omega = f(\alpha)$  при различных  $M_h$ , то они называются **регулировочными характеристиками** ППД.

Если же уравнение (3.119) представить в виде зависимости  $\omega = f(M_h)$  при различных  $\alpha$ , то они называются **механическими характеристиками** ППД.

На рисунке 3.61 показан вид семейства регулировочных (а) и механических (б) характеристик ППД:  $\alpha_{max}$  – максимальное возможное или допустимое значение входного сигнала;  $\alpha_n$  – пусковое значение:  $\alpha_n = M_h / (k_o k_\alpha)$ .

Очевидно, что при  $\alpha \leq \alpha_n$  ротор ППД неподвижен.

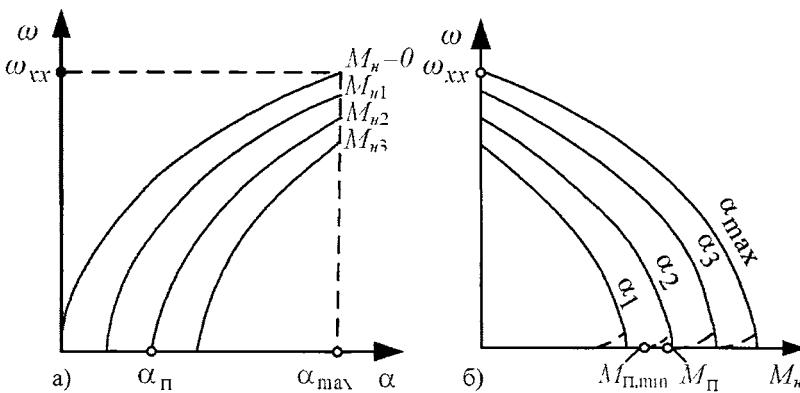


Рисунок 3.61 – Регулировочные (а) и механические (б) характеристики ППД

Скорость идеального холостого хода ( $M_h = 0$ ) равна

$$\omega_{x.x.} = \sqrt{\frac{k_o k_a}{B'_k} \alpha} = \sqrt{\frac{M_\Pi}{B'_k}}. \quad (3.120)$$

Реальная скорость холостого хода с учетом трения

$$\omega_{x.x.} = \sqrt{\frac{k_o k_a}{B'_k} (\alpha - \alpha_{tp})}, \quad (3.121)$$

где  $\alpha_{tp}$  – входной сигнал, соответствующий троганию ППД с места.

Пусковой момент  $M_\Pi$ , определяемый точкой пересечения квадратичной параболы с осью абсцисс (рисунок 3.61, б), является средним пусковым моментом за оборот. При неподвижном роторе пусковой момент может уменьшаться до минимального значения  $M_{\Pi,min}$ , определяемого минимальным значением объемного коэффициента  $k_{o,min}$  из выражения

$$M_{\Pi,min} = k_{o,min} (p_1 - p_2). \quad (3.122)$$

Мощность ППД с учетом (3.119)

$$N = M_h \cdot \omega = M_h \sqrt{\frac{M_\Pi - M_h}{B'_k}}. \quad (3.123)$$

Максимальная мощность  $N_{max}$  достигается при следующих значениях момента нагрузки  $M_o$  и скорости  $\omega_o$ :

$$M_o = 0,677 M_\Pi; \quad \omega_o = 0,579 \omega_{x.x.} \quad (3.124)$$

Подставляя эти значения в выражение (3.123), получаем

$$N_{max} = M_o \omega_o = 0,386 M_\Pi \cdot \omega_{x.x.}. \quad (3.125)$$

Для обеспечения надежного запуска ППД при всех условиях эксплуатации рекомендуется выдерживать следующую кратность минимального пускового момента по сравнению с номинальным:

$$M_{\Pi,min}/M_{nom} = 2...3. \quad (3.126)$$

### 3.7. Гидравлические двигатели вращательного движения

#### 3.7.1. Основные понятия и классификация

**Гидравлические двигатели** (гидромоторы) с вращательным движением выходного вала (ГДВ) являются объемными гидромашинами, рабочий процесс которых основан на попеременном заполнении рабочих камер жидкостью и вытеснении её из них [2, 12, 13].

Под рабочей камерой объёмного гидравлического двигателя (ГД) понимается его внутреннее ограниченное пространство, периодически изменяющее свой объём и попеременно сообщающееся с каналами входа и выхода жидкости.

ГДВ предназначен для преобразования энергии потока жидкости в энергию вращения выходного звена.

Жесткость характеристик ГДВ заключается в малой зависимости скорости вращения выходного звена от нагрузки на это звено, т.е. от момента на выходном валу.

По характеру движения выходного звена ГДВ делятся на два класса:

– **поворотные** с ограниченным углом поворота выходного вала;

– **гидромоторы** с непрерывным вращательным движением выходного вала.

Основными преимуществами ГДВ являются их высокие динамические качества, простота осуществления бесступенчатого регулирования выходной скорости, а также весовые характеристики (отношение веса ГДВ к его мощности) и конструкторский объем, приходящийся на единицу передаваемой мощности (энергоемкость).

Динамические качества ГДВ оцениваются способностью сообщать инерционной (массовой) нагрузке большое ускорение и определяются соотношением момента, развиваемого ГДВ, к моменту инерции врачающихся его частей.

Преимущества ГДВ по этому показателю перед электродвигателями обусловлены тем, что удельная сила их практически неограничена, а при давлении жидкости, примерно 30 МПа, она в 20...25 раз больше, чем у электродвигателя.

Благодаря возможности получения в заданном ограниченном пространстве больших крутящих моментов обеспечивается высокая приемистость и быстродействие следящих приводов, в составе которых применяются ГДВ.

Под **приемистостью** ГДВ понимается его способность развивать скорость при инерционной нагрузке в течение малого времени. Практически реверс ГДВ без маховых масс происходит мгновенно и запаздывание (если оно есть) обусловлено лишь сжимаемостью рабочей жидкости и составляет обычно всего несколько миллисекунд. Так, время разгона ГДВ средней мощности (5...75 кВт) не превышает 0,1 с, а для некоторых ГДВ оно не превышает 0,03 ... 0,04 с [2].

Диапазон регулировки ГДВ или **передаточное число**, под которым понимается отношение минимальной частоты вращения вала ГДВ к максимальной, составляет во многих случаях 1:1000. Нижний предел частоты вращения у ГДВ с малым крутящим моментом (3...20 Н·м) составляет 8...18 об/мин. и 2...3 об/мин. у двигателей с большим крутящим моментом (более 20 Н·м).

В следящих гидроприводах конструктивно просто решается задача защиты технологического оборудования от перегрузок.

Высокий модуль упругости рабочей жидкости и герметичность ГДВ обеспечивают гидросистемам механическую жесткость по отношению к нагрузке (минимальную податливость выхода под нагрузкой), а также допускает неограниченную по времени работу при минимальных скоростях, сохраняя при этом постоянство заданных характеристик зависимости скорости от нагрузки. Кроме того, гидросистемы обеспечивают высокую позиционную точность реверсирования. Так, у сило-

вых органов металлорежущих станков точность реверсирования исполнительных (рабочих) органов может достигать 0,01 мм [2, 12].

ГДВ по конструктивному признаку можно классифицировать следующим образом:

- пластинчатые или ротационные;
- шестеренчатые;
- поршневые или плунжерные (радиально-поршневые и аксиально-поршневые) и др.

По виду регулирования:

- нерегулируемые;
- регулируемые.

По направлению вращения выходного звена:

- нереверсируемые;
- реверсируемые.

Если рабочая камера ГДВ совершает один рабочий цикл за один оборот выходного звена, то это – гидродвигатель **однократного действия**.

В качестве рабочих жидкостей наибольшее распространение в системах следящих гидроприводов получили минеральные масла: трансформаторное, веретенное, индустриальное, турбинное, цилиндровое и др.

Недостаток минеральных масел заключается в резком ухудшении смазывающей способности при высоких температурах, а при понижении – увеличение вязкости.

В гидросистемах, работающих при температурах порядка 450 К, применяют синтетические жидкости: полисилоксановые (силиконовые), кремнийорганические.

### 3.7.2. Неполнооборотные ГД

По конструктивному исполнению неполнооборотные ГД имеют много общего с пластинчатыми пневматическими двигателями (ППД).

На рисунке 3.62, а представлен однопластинчатый двухкамерный, а на (б) – двупластинчатый четырехкамерный ГДВ [12].

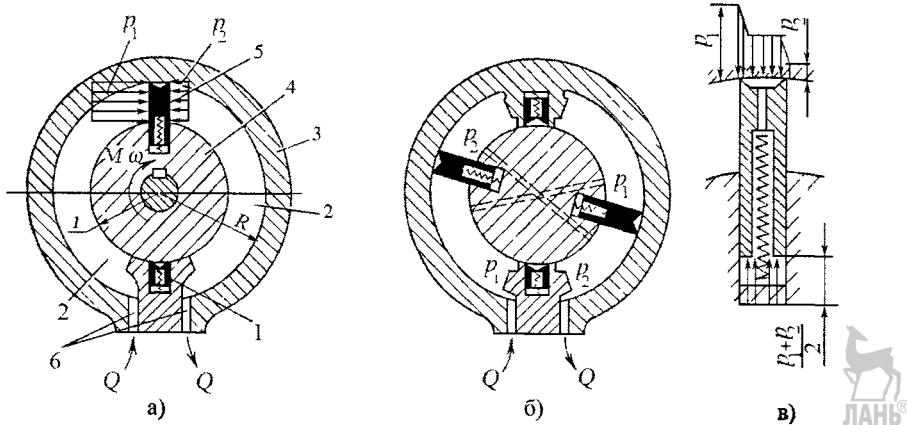


Рисунок 3.62 – Неполнооборотные гидродвигатели:  
а – двухкамерный; б – четырехкамерный; в – гидростатически разгруженная пластина

Ротор 4 уплотнен радиально относительно наружного корпуса 3 подвижной 5 и неподвижной 1 пластинами, которые образуют две или больше дуговые камеры 2 и 2' – рабочие полости, в которые по каналам 6 подается и отводится жидкость.

Для сокращения и устранения внутренних утечек по торцам ротора и пластин (лопастей) применяют подгонку боковых крышек с малыми зазорами, поджим одной из крышек с гидростатической разгрузкой или радиальные упругие уплотнения из резины или полимерных материалов. Надежное уплотнение торцов ротора является главной трудностью при создании таких ГДВ. Трение и утечки (перетечки) по торцам являются главными потерями энергии. Уплотняющие пластины выполняют для сокращения трения, как правило, гидростатически уравновешенными (рисунок 3.62, в).

Момент  $M$  и угловая скорость  $\omega$  на валу ГДВ определяются с помощью выражений (3.95) и (3.96), соответственно.

Расчетный объем жидкости, поступающей в рабочие камеры ГДВ, называют **теоретической подачей** или **расходом жидкости**, прошедшей через данное сечение канала (трубопровода) в единицу времени. Величина расхода  $Q$  определяется как произведение средней скорости течения  $v_{\text{ср}}$  на площадь  $f_{\text{тр}}$  по перечного сечения трубопровода (канала):

$$Q = V/t = f_{\text{тр}} \cdot v_{\text{ср}}, \quad (3.127)$$

где  $V$  – объем жидкости;  $t$  – время.

### 3.7.3. Пластинчатые ГД

Пластинчатый гидродвигатель – это роторная гидромашина с подвижными элементами в виде ротора, совершающего вращательное движение, и пластин (шиберов), совершающих вращательное и возвратно-поступательное или возвратно-поворотное движение [2].

Эти гидромашины, получившие в практике также название **лопастных гидромоторов**, являются наиболее простыми из существующих типов и обладают при всех прочих равных условиях большим объемом рабочих камер.

Гидродвигатели данного типа выпускаются одинарного и двойного действия, нереверсивными и реверсивными, регулируемыми и нерегулируемыми

На рисунке 3.63 [50] показан одинарный пластинчатый ГД фирмы «Vickers», в котором распределение потока рабочей жидкости и уплотнение торцовых поверхностей ротора 1 осуществляются дисками 2. Пружины 4 обеспечивают поджим радиально-перемещающихся в пазах ротора пластин 5 к статорному кольцу 3. Крутящий момент на валу 6 гидродвигателя создается благодаря давлению рабочей жидкости на пластины 5.

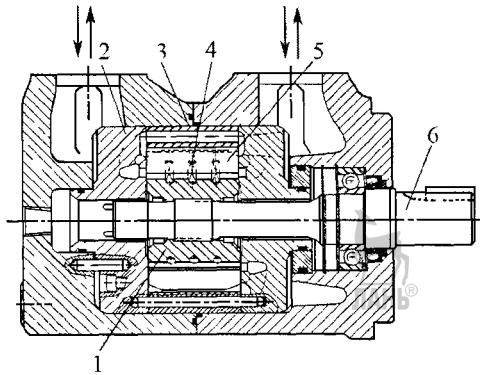


Рисунок 3.63 – Пластинчатый гидромотор фирмы «Vickers»

Механизм действия пластинчатого ГД одинарного действия показан на рисунке 3.64 [2]. При подводе жидкости от какого-либо источника давления (насоса),

давление  $p$  будет действовать на площадь, соответствующую текущей рабочей высоте пластины, развивая при этом крутящий момент

$$M_i = p \cdot h_i \cdot b \cdot R_i, \quad (3.128)$$

где  $b$  – ширина ротора (пластины);  $R_i$  и  $h_i$  – переменные значения плеча приложения силы давления жидкости и рабочей высоты пластины.

Максимальное значение (соответствует положению пластин на горизонтальной оси) теоретического момента пластинчатого ГД одинарного действия рассчитывается приближенно, без учета влияния объема пластин и с учетом  $h_{\max} = 2e$ , где  $e$  – эксцентриситет мотора, по выражению

$$M_{\max} = 2p \cdot b \cdot e \cdot R_i. \quad (3.129)$$

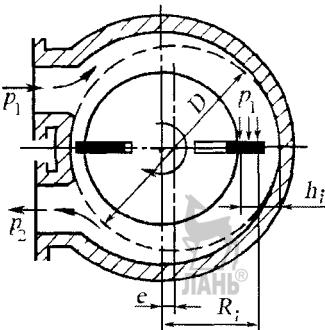


Рисунок 3.64 – Принципиальная схема пластинчатого гидромотора одинарного действия

Поскольку в этом случае  $R_i = D/2$ , где  $D$  – диаметр расточки статора,

$$M_{\max} = D \cdot p \cdot b \cdot e. \quad (3.130)$$

Минимальное значение момента соответствует положению пластины в начале ее контакта с перевальной перемычкой в точке, лежащей на горизонтальной оси. Принимая во внимание выражение для теоретического (индикаторного) момента на валу ГД [2]

$$M_T = \frac{N_T}{2\pi n} = \frac{q\Delta p}{2\pi} = \frac{Q_T \Delta p}{2\pi n} = \frac{N_T}{\omega}, \quad (3.131)$$

где  $N_T = Q_T \Delta p = \Delta p \cdot q \cdot n$  – теоретическая мощность ГД;  $Q_T$  – теоретический расход жидкости;  $q$  – рабочий объем ГД;  $n$  и  $\omega$  – соответственно частота вращения и угловая скорость ротора;  $\Delta p = p_1 - p_2$  – перепад давления;  $p_1$  и  $p_2$  – давления на входе и выходе, а также выражение для расчета рабочего объема ГД

$$q = \pi \cdot D \cdot h \cdot b = 2\pi \cdot D \cdot e \cdot b, \quad (3.132)$$

с учетом толщины  $s$  пластин, получаем:

максимальное значение момента

$$M_{\max} = \frac{\Delta p \cdot b \cdot e (\pi D - z s)}{n}, \quad (3.133, а)$$

минимальное значение момента

$$M_{\min} = \frac{\Delta p \cdot b \cdot e (\pi D - z s)}{\pi} \cdot \cos \frac{\pi}{z}, \quad (3.133, б)$$

где  $z$  – число пластин.

Среднее теоретическое значение крутящего момента

$$M_{\text{ср} \text{т}} = \frac{\Delta p \cdot Q_{\text{т}}}{2\pi n}. \quad (3.134)$$

Пользуясь понятием рабочего (удельного) объема

$$q = Q_{\text{т}}/n, \quad (3.135)$$

получаем

$$M_{\text{ср} \text{т}} = \Delta p \cdot q/(2\pi),$$

а с учетом потерь трения – эффективный момент

$$M_{\text{эф}} = \frac{\Delta p q}{2\pi} \cdot \eta_{\text{мех}}, \quad (3.136)$$

где  $\eta_{\text{мех}}$  – механический к.п.д. ГД

На рисунке 3.65 [2] показан типовой реверсивный ГД двукратного действия с радиальным расположением пластин. Изменение направления вращения вала 1 осуществляется изменением подачи жидкости в штуцер 4 или 9. Чтобы обеспечить при реверсировании постоянное прижатие пластин 10 к статорному кольцу 3 и диска 6 к торцу ротора 8, применено клапанно-золотниковое устройство 5, с помощью которого жидкость, независимо от направления вращения вала, подводится через систему каналов в полость 2, соединенную с пазами пластин, и в камеру 7 прижатия плавающего диска 6 к торцу ротора 8. Для отвода утечек жидкости предназначено отверстие 11.

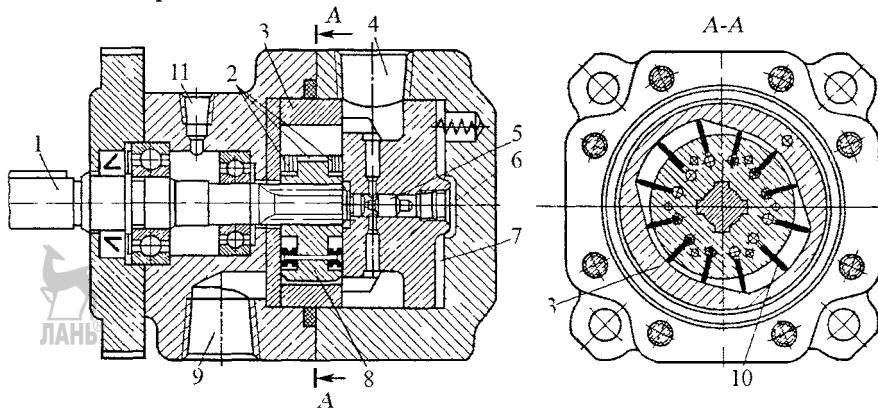


Рисунок 3.65 – Пластинчатый гидромотор двойного действия

Расчетная схема пластинчатого ГД двойного действия приведена на рисунке 3.66.

В ГД данного типа пластины располагаются радиально и поджимаются к статорному кольцу давлением жидкости, подаваемой в кольцевой канал 2 по обводному каналу 3 в обход подпорного клапана 1. В результате рабочая жидкость сперва поступает в пазы под пластины и лишь после того, как последние будут выдвинуты из пазов и прижаты к статору, откроется подпорный клапан 1, через который жидкость будет поступать в нагнетательные (рабочие, приемные) камеры ГД. Настройкой пружины клапана 1 обеспечивается требуемый перепад давления в пазах и камерах (обычно это давление не превышает 0,2 МПа).

В ГД двойного действия развиваемый крутящий момент равен удвоенной разности моментов от давления жидкости на две взаимно перпендикулярные пластины, из которых одна контактирует со статором на радиусе  $r_2$ , а вторая – на радиусе  $r_1$  (рисунок 3.66, а). Расчетный крутящий момент на пластине радиусом  $r_2$  (без учета толщины пластины и при радиальном ее расположении)

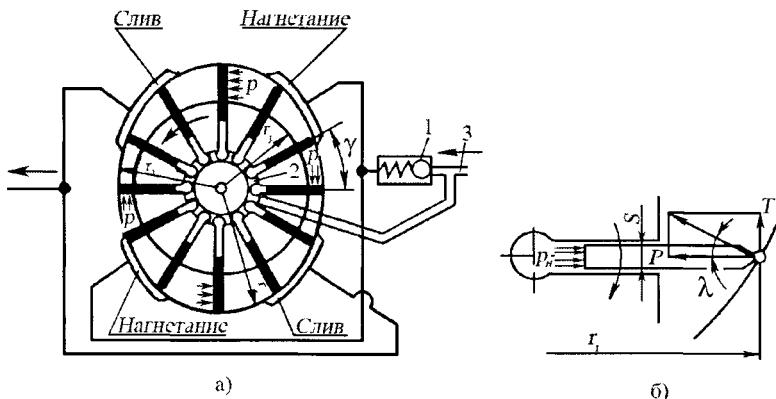


Рисунок 3.66 – Расчетная схема пластиначатого гидромотора двойного действия

$$M_1 = \frac{\Delta p q}{2\pi} = \frac{\Delta p b}{2} (r_2^2 - r_p^2), \quad (3.137)$$

где \$r\_p\$ – радиус ротора.

Крутящий момент на второй пластине радиусом \$r\_1\$, противодействующий моменту, развиваемому пластиной радиусом \$r\_2\$, будет

$$M_2 = \frac{\Delta p b}{2} (r_1^2 - r_p^2). \quad (3.138)$$

Результирующий расчетный крутящий момент с учетом двойного действия ГД (без учета толщины пластин)

$$M = 2(M_1 - M_2) = \Delta p b (r_2^2 - r_1^2). \quad (3.139)$$

С учетом толщины пластин \$s\$, получаем [2]

$$M_T = \frac{\Delta p b}{2} [(r_2^2 - r_1^2) - (r_2 - r_1) s z]. \quad (3.140)$$

Момент торможения (противодействия), создаваемый двумя диаметрально расположенными пластинами, находящимися в полости слива, определяется (без учета сил трения) с помощью выражения

$$M_{\Pi} = 2T r_i = 2P r_i \operatorname{tg}\lambda, \quad (3.141)$$

где \$P = p\_n b s\$ – радиальная составляющая реакции от силы давления пластины на статор (рисунок 3.66, б), \$s\$ и \$b\$ – толщина и ширина пластины; \$p\_n\$ – номинальное давление подводимой к ГД жидкости; \$T\$ – составляющая силы реакции статора, перпендикулярная к оси пластины; \$\lambda\$ – угол между радиусом \$r\_i\$ и нормалью к касательной, проведенной в точке касания пластины с криволинейным профилем статора:

$$\operatorname{tg}\lambda = -\frac{1}{r_i} \cdot \frac{dr_i}{d\phi}, \quad (3.142)$$

где \$\phi = \omega t\$ – угол поворота ротора.

С учетом (3.142) тормозной (противодействующий) момент

$$M_{\Pi} = 2p_n b s \frac{dr_i}{d\phi}. \quad (3.143)$$

Угловая скорость выходного вала ГД двойного действия на основании выражения (3.131)

$$\omega = N_t / M_T. \quad (3.144)$$

### 3.7.4. Ролико-лопастные ГД

В приводах станков с ЧПУ находят применение ролико-лопастные гидравлические двигатели, обеспечивающие получение постоянного крутящего момента по углу поворота ротора при обоих направлениях вращения и малые потери момента, связанные с внутренним трением.

Схема ролико-лопастного ГД показана на рисунке 3.67 [33]. ГД состоит из ротора 1, четырех роликов-замыкателей 9, зубчатого механизма 5 синхронизации вращения замыкателей, корпуса 7, передней 4, промежуточной 6 и задней 8 крышек. Ротор выполнен заодно с валом 3 и имеет шесть лопастей 13, равномерно расположенных по окружности. Смонтированы ротор и ролики-замыкатели на подшипниках качения 2. Четыре ролика разделяют полости разного давления двух рабочих камер 10 и 14. ГД для обеспечения статической уравновешенности выполнен двойного действия. Ролики-замыкатели имеют цилиндрическую форму с вырезами 11, предназначенными для пропускания лопасти ротора, и гидростатически разгруженны в радиальном направлении с помощью дополнительных карманов 12, соединенных с соответствующими полостями.

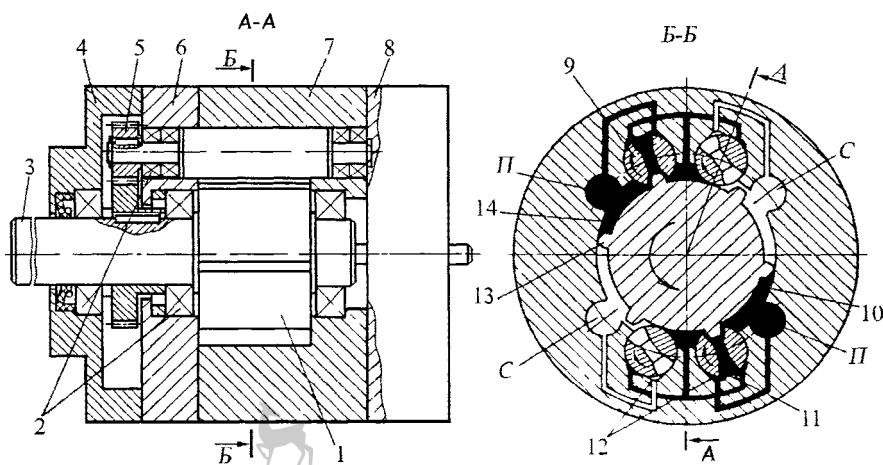


Рисунок 3.67 – Схема ролико-лопастного гидромотора

Принцип работы ГД заключается в следующем. Жидкость (масло) под давлением подводится, например, к двум каналам П в корпусе и рабочим камерам 10, 14, ограниченным лопастями ротора и роликами-замыкателями. Применение в ГД принципа двойного действия обеспечивает гидростатическую разгрузку ротора и увеличивает развиваемый ГД крутящий момент. Сила, создаваемая давлением жидкости на лопасти в каждой рабочей камере, определяет крутящий момент на валу ГД. Слив жидкости осуществляется через каналы С по другую сторону лопастей.

Так как ротор имеет шесть лопастей, рабочий цикл в ГД повторяется через каждые  $60^\circ$  поворота вала. Для определения степени равномерности крутящего момента на валу ГД по мере вращения ротора достаточно рассмотреть шесть промежуточных состояний через каждые десять градусов поворота вала (рисунок 3.68). Примем во внимание, что изменение рабочего объема и крутящего момента, например, в камере 4, аналогично изменению этих же параметров в противоположной камере 10. В исходном положении при угле поворота вала ГД  $\alpha=0$ , подведенное под давлением  $p_1$  к каналу П масло поступает в камеру 4, которая ограничиваются лопастью 3 и роликом-замыкателем 5. Уплотнение рабочей камеры осуществляется вследствие наличия малых зазоров между вершиной

лопасти и корпусом по радиусу  $r_2$  и между ротором и роликом по радиусу  $r_1$ . В камере 4 масло находится под давлением  $p_1$ , в камерах 6 и 2 за уплотнениями будут промежуточные давления, определяемые соотношениями утечек из камеры 4 и перетечек в камеры 1 и 8, сообщенные с каналом С пониженного давления  $p_2$ .

Из схемы на рисунке 3.68 при  $\alpha=0$  следует, что единственной неуравновешенной силой от давления масла, создающей на роторе крутящий момент, является сила  $F=\Delta p A$ , где  $\Delta p=p_1-p_2$  – активный перепад давления на лопастях 3 и 9, равный разности давлений в подводящем и отводящем каналах ГД;  $A=(r_2-r_1)b$  – рабочая (эффективная) площадь лопасти шириной  $b$ .

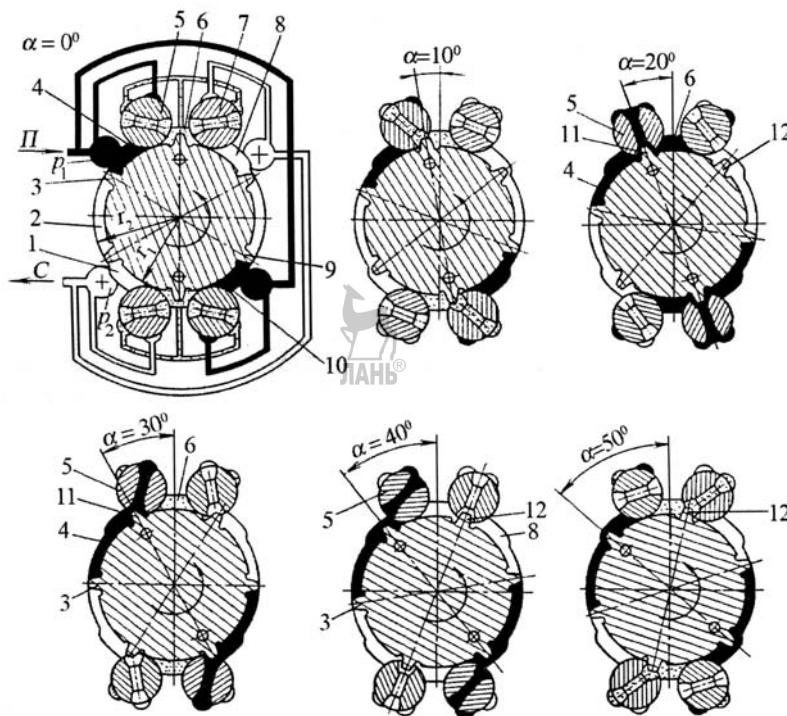


Рисунок 3.68 – Принцип работы ролико-лопастного гидромотора

Следовательно, сила, созданная маслом под давлением,

$$F=(p_1-p_2)(r_2-r_1)b. \quad (3.145)$$

При повороте ротора ГД под действием силы  $F$  в пределах угла  $\alpha=0\ldots 10^\circ$  объем рабочей камеры изменяется на величину

$$\Delta q_d=\pi\left(r_2^2-r_1^2\right)\frac{\Delta\alpha}{360^\circ}b. \quad (3.146)$$

Такое же количество жидкости вытесняется лопастью 9 в канал С пониженного давления. Сила, создающая момент на роторе, определяется зависимостью (3.145), так как соединение камер 2 и 1 не изменяет активного перепада давления  $\Delta p$  на лопастях ГД.

При повороте ротора в пределах угла  $\alpha=10\ldots 20^\circ$  рабочая камера 4 расширяется от лопасти 3 до ролика-замыкателя 7, причем камеры 1 и 6 свободно соединяются вследствие наличия зазоров между стенками выреза в ролике 5 и профилем лопасти 11. Изменение объема рабочей камеры  $\Delta q_d$  и величина неуравновешен-

ной силы  $F$  на роторе, создающей крутящий момент, определяются на этом переходе также соотношениями (3.145) и (3.146).

По мере дальнейшего поворота ротора до угла  $\alpha = 30^\circ$  из камеры 4 масло, вытесняемое лопастью 11, перетекает в промежуточную камеру 6; затем при переходе к углам  $40\ldots 50^\circ$ , когда камера 4 вновь ограничивается лопастью 3 и роликом 5, лопасть 12 вытесняет такое же количество масла в камеру 8 и отводящий канал С. Таким образом, в течение всех шести стадий поворота ротора на угол  $\alpha = 60^\circ$  сохраняются постоянными приращения объема рабочей камеры ГД и величина силы  $F$ , создающей крутящий момент.

Следовательно, рабочий объем ГД, с учетом двойного действия, составит

$$q_\delta = 2\pi(r_2^2 - r_1^2)b, \quad (3.147)$$

а момент на валу ГД

$$M_\delta = \Delta p \cdot q_\delta / (2\pi). \quad (3.148)$$

При перемене подводящего П и отводящего С каналов изменяется направление вращения вала ГД.

При использовании ГД в СП в качестве силового двигателя представляет интерес его скоростная и нагрузочная статическая характеристика, стабильность крутящего момента, зависимость потерь давления от скорости вращения вала, а также параметры и характеристики, связанные с его динамическими свойствами (момент инерции, сжимаемый объем, передаточная функция, резонансная частота).

Расчетная схема идеализированного ГД без учета объемных, механических и гидравлических потерь, а также сжимаемости рабочей жидкости показана на рисунке 3.69 [33].

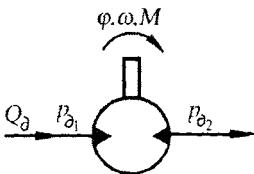


Рисунок 3.69 – Расчетная схема идеализированного ГД

В этом случае уравнение расхода имеет вид

$$Q_\delta = \frac{q_\delta}{2\pi} \cdot \frac{d\phi}{dt}, \quad (3.149)$$

а уравнение давлений

$$p_\delta = p_{\delta_1} - p_{\delta_2} = M / (dp_\delta / 2\pi), \quad (3.150)$$

где  $Q_\delta$  – расход на входе в ГД;  $q_\delta$  – рабочий объем ГД;  $p_{\delta_1}$  и  $p_{\delta_2}$  – давление соответственно в подводящей и отводящей магистралях;  $\phi$  и  $M$  – соответственно угловое перемещение и крутящий момент на валу ГД.

Из уравнений (3.149) и (3.150) получают основные выходные параметры ГД:

$$\left. \begin{aligned} \omega &= Q_\delta \frac{2\pi}{q_\delta}, \\ M &= \frac{q_\delta P_\delta}{2\pi}, \end{aligned} \right\} \quad (3.151)$$

где  $\omega = d\phi/dt$  – угловая скорость вала ГД в рад/с.

Введя понятия о коэффициентах усиления ГД по скорости  $k_\delta$  и по моменту  $k_M$ , получаем

$$\left. \begin{aligned} k_d &= \frac{\omega}{Q_d} = \frac{2\pi}{q_d}, \\ k_M &= \frac{M}{P_d} = \frac{q_d}{2\pi}. \end{aligned} \right\} \quad (3.152)$$

Скоростная и нагрузочная характеристики идеализированного ГД приведены на рисунке 3.70 штриховыми линиями.

**Скоростную характеристику** (рисунок 3.70, а, сплошные линии) гидродвигателя можно определить из уравнения [33]

$$\frac{d\phi}{dt} = \omega = k_d Q_d - r_d k_d \left[ \frac{M}{k_M} + \frac{Q_d}{G_m} + \left( \frac{Q_d}{G_k} \right)^2 \right], \quad (3.153)$$

где  $r_d = Q_{ut}/p_d$  – коэффициент утечек;  $Q_{ut}$  – расход, идущий на компенсацию утечек между лопастями ГД, пропорциональный перепаду давления  $\Delta p = p_{d_1} - p_{d_2}$  и коэффициенту утечек  $r_d$ ;  $G_m$  и  $G_k$  – соответственно проводимости маслопроводов каналов (камер) ГД.

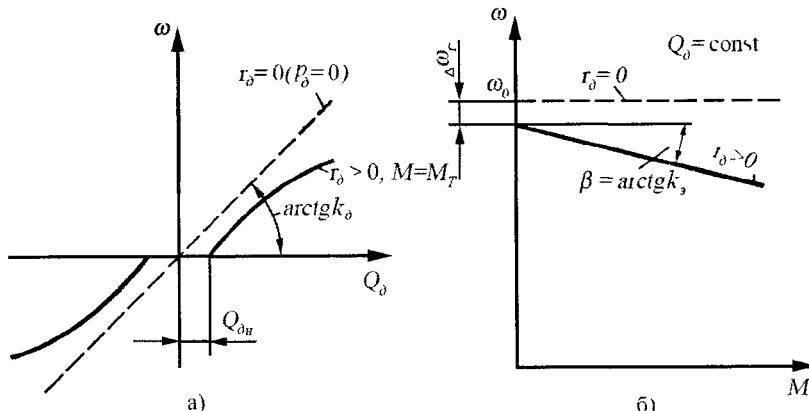


Рисунок 3.70 – Скоростная (а) и нагрузочная (б) характеристики ГД

В общем случае, при постоянной по величине нагрузке  $M_T$  типа сухого трения и наличии утечек ( $r_d > 0$ ) образуется зона нечувствительности, характеризуемая расходом  $Q_{dh}$ , необходимым для образования начального вращения вала ГД. С увеличением подводимого расхода  $Q_d$  возрастает скорость вращения ГД. Вследствие влияния местных потерь зависимость имеет **нелинейный** характер. При нулевых утечках или нагрузках ( $r_d = 0; p_d = 0$ ) характеристика переходит в идеализированную (штриховая линия).

**Нагрузочная характеристика** гидродвигателя  $\omega(M)$  (рисунок 3.70, б, сплошная линия) в общем случае определяется крутизной наклона  $\beta$ ; скорость при нулевой нагрузке определяется уменьшением оборотов  $\Delta\omega_1$ , в результате утечек (гидравлических потерь).

### 3.7.5. Радиально-поршневые ГД

Радиально-поршневые ГД применяются в СП технологического оборудования, когда требуется получить значительные по величине крутящие моменты при ограниченной частоте вращения. Они бывают однократного и многократного дей-

ствия: последние характеризуются тем, что в каждой рабочей камере совершаются за один оборот выходного вала несколько рабочих циклов.

Вследствие малых габаритных размеров и высоких динамических качеств, а также простоты автоматизации управления, применение таких ГД особенно рационально в составе СП, эксплуатирующихся в стесненных условиях рабочего пространства. Благодаря относительно невысоким средним скоростям движения поршней высокомоментных ГД, находящихся в пределах 0,2...0,5 м/с, эти гидродвигатели отличаются высокой надежностью и длительным сроком службы. Требуемый большой крутящий момент достигается за счет увеличения количества рабочих ходов (до десяти ходов) поршней за один оборот и соответственно – увеличения рабочего объема ГД.

Минимальная частота вращения таких двигателей на порядок ниже, чем у обычных ГД. Так у ГД четырехкратного действия частота вращения обычно не превышает 400 об/мин. [2]. Крутящий момент, развиваемый радиально-поршневым ГД достигает  $(12...15) \cdot 10^3$  Н·м при давлении масла на входе  $p = 30...32$  МПа.

Для увеличения крутящего момента применяют ГД с несколькими (двумя-тремя) рядами цилиндров, общее число которых может быть доведено до 50...60.

На рисунке 3.71 представлены схемы ГД двукратного и пятикратного действия, в которых поршни совершают за один оборот соответственно два и пять рабочих ходов. От ГД одинарного действия они отличаются профилем статорного кольца и конструкцией распределительной цапфы, которая выполнена с учетом обеспечения многократного питания цилиндров за один оборот.

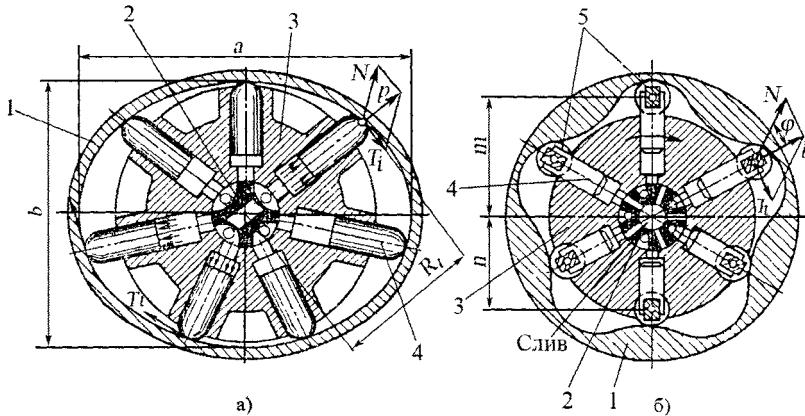


Рисунок 3.71 – Схемы высокомоментных гидромоторов двукратного (а) и пятикратного (б) действия

В ГД двукратного действия (рисунок 3.71, а) статорная обойма 1 выполнена в виде овала, а распределительная цапфа 2 имеет две перемычки, образующие две подводящие камеры. На цапфе смонтирован ротор 3 с поршнями 4. В ГД пятикратного действия (б) внутренний профиль статорной обоймы образован пятью полувалами с округленными сопряжениями, большие оси которых расположены одна относительно другой на угле 360°/5.

Средний момент на выходном валу при установившемся двигательном режиме

$$M = \frac{q \Delta p}{2\pi}, \quad (3.154)$$

где  $q$  и  $\Delta p$  – соответственно рабочий объем и перепад давления.

Рабочий объем ГД с числом цилиндров  $z$  составляет за один оборот

$$q = \frac{\pi d^2}{4} h z k, \quad (3.155)$$

где  $d$  – диаметр поршня;  $k$  – количество ходов поршней за один оборот ротора;  $h$  – ход поршня.

Для ГД двукратного действия  $h = (a - b)/2$ , а для ГД пятикратного действия  $h = m - n$ , где  $m$  и  $n$  – координаты оси опорного ролика 5 (рисунок 3.71, б) при максимально выдвинутом и утопленном положениях поршня.

Динамический момент ГД

$$M_{\text{дин}} = J \frac{d\omega}{dt}, \quad (3.156)$$

где  $J$  – приведенный к валу ГД момент инерции всех связанных с ним врачающихся масс;  $\omega$  – угловая скорость.

Характер изменения момента по углу поворота вала ротора зависит от формы кривой, образующей профиль статорного кольца.

Принцип действия ГД следующий: при подаче жидкости давлением  $p$  под поршень 4 возникает тангенциальная составляющая  $T_i$  в зоне контакта поршня со статорной обоймой, создающая крутящий момент (без учета потерь)  $M_i = T_i \cdot R_i$ , где  $R_i$  – плечо приложения силы  $T_i$  относительно оси вращения блока цилиндров (ротора). Полный момент  $M$  равен сумме моментов сил, создаваемых всеми поршнями, находившимися одновременно в зоне нагнетания.

На рисунке 3.72 [50] представлен ГД, имеющий два ряда поршней 6, которые посредством шатунов 7 опираются на обойму 5 насыпного подшипника 4. Эксцентриковый вал 3 установлен в корпусе 8 и крышке 2 на конических подшипниках 1. В корпусе 10 расположен цапфенный распределитель 12, соединенный с валом 3 через крестовину 11. Кольцевые каналы 14 соединены с линиями подвода, а коммутируемые линии цапфенного распределителя – через каналы 9 с рабочими камерами поршней. Поскольку на каждый эксцентрик действует сила группы поршней, расположенныхных по одну сторону между верхней и нижней мертвыми точками, на валу 3 появляется крутящий момент.

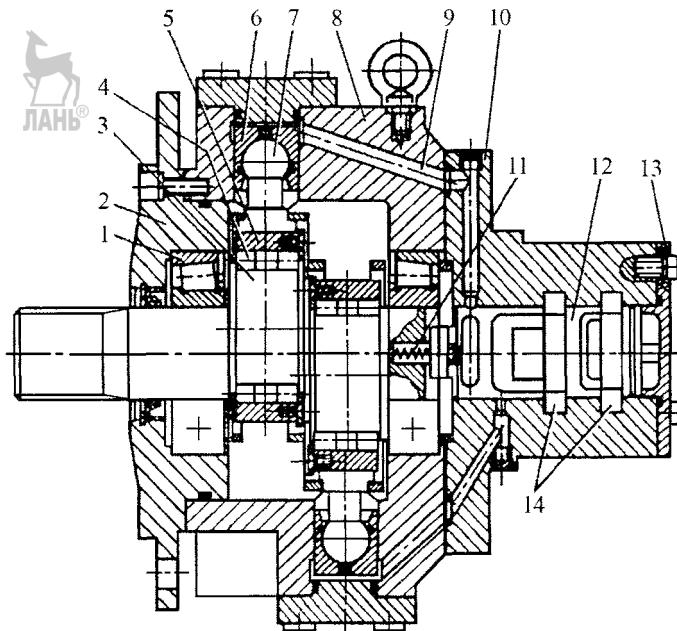


Рисунок 3.72 – Высокомоментный радиально-поршневой гидромотор типа МРФ

Вместо крышки 13 может устанавливаться привод тахометра (датчика обратной связи), контролирующего частоту вращения вала 3.

Такие гидродвигатели выпускаются с рабочими объемами  $(160 \dots 1000) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ; частота вращения (max) – 600…300 об/мин; номинальный расход – 81…253 л/мин; номинальная мощность – 29,4…91,8 кВт; номинальный крутящий момент – 597…3730 Н·м; масса – 58…150 кг; давление на входе: номинальное – 25 МПа, максимальное – 32 МПа.

### 3.7.6. Роторные аксиально-поршневые ГД

Гидродвигатели, у которых рабочие камеры вращаются относительно оси ротора, а оси поршней или плунжеров параллельны оси вращения или составляют с ней угол меньше  $45^\circ$ , называются **роторными аксиально-поршневыми ГД** [2].

Эти ГД обладают компактностью, высоким КПД, пригодны для работы при высоких частотах вращения и давлениях, обладают сравнительно малой инерционностью, а также проще в конструктивном отношении. Они характеризуются высокой энергоемкостью на единицу веса (удельный вес).

В ГД с высокой частотой вращения ( $n = 20000$  об/мин.) энергоемкость достигает 120 Н/кВт.

Важным параметром для СП технологического оборудования является приемистость (быстродействие) при регулировании. Изменение скорости от нулевой до максимальной осуществляется в некоторых типах ГД за 0,04 с и от максимальной до нулевой – за 0,02 с.

Наиболее распространенное число цилиндров ГД равно 7 и 9; диаметры цилиндров обычно находятся в пределах от 10 до 50 мм, а рабочие объемы –  $(5 \dots 1000) \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ . Максимальный угол между осями цилиндрового блока и наклонной шайбы равен  $30^\circ$ .

Частота вращения ГД средней мощности равна 1000…2000 об/мин. В быстродействующих СП применяются ГД с частотой вращения 3000…4000 об/мин.

Используемое давление рабочей жидкости – 21…35 МПа. КПД гидромоторов при оптимальных режимах работы – 0,97…0,98.

Различают ГД с **наклонным цилиндровым блоком**, т.е. такие, у которых ось ведомого (выходного) звена и ось вращения ротора пересекаются (рисунок 3.73, а) и с **наклонным диском**, у которых эти оси совпадают (б).

В ГД первого типа (рисунок 3.73, а) поршни соединяются с выходным диском с помощью шарниров (штоков) 4. Осевое усилие поршней, воспринимаемое приводной наклонной шайбой 5, связанный с выходным валом 8, преобразуется, вследствие ее расположения, в крутящий момент, который затем через карданные шарниры 6 передается блоку цилиндров 2. Крутящий момент снимается непосредственно в месте его возникновения, т.е. с ведомой шайбы 5; на поршни 3 этот момент не передается. Через поршни в этой схеме передается на блок цилиндров 2 лишь момент от сил трения и инерции (ускорения или замедления). Угловое расположение выходного диска и блока цилиндров и соответствующее ему распределение действующих сил в приводном механизме требует применения мощных опор и подшипников качения.

Угол наклона выходного диска определяет величину хода  $h$  поршней, а следовательно, и расчетную (геометрическую) величину расхода  $Q_T$  подводимой жидкости, от которой зависит угловая частота  $n$  вращения выходного вала:

$$n = Q_T / q = Q_T / (h z A_y), \quad (3.157)$$

где  $q$  – рабочий объем ГД;  $h$ ,  $A_y$  и  $z$  – максимальный ход, площадь поршня и число цилиндров, соответственно.

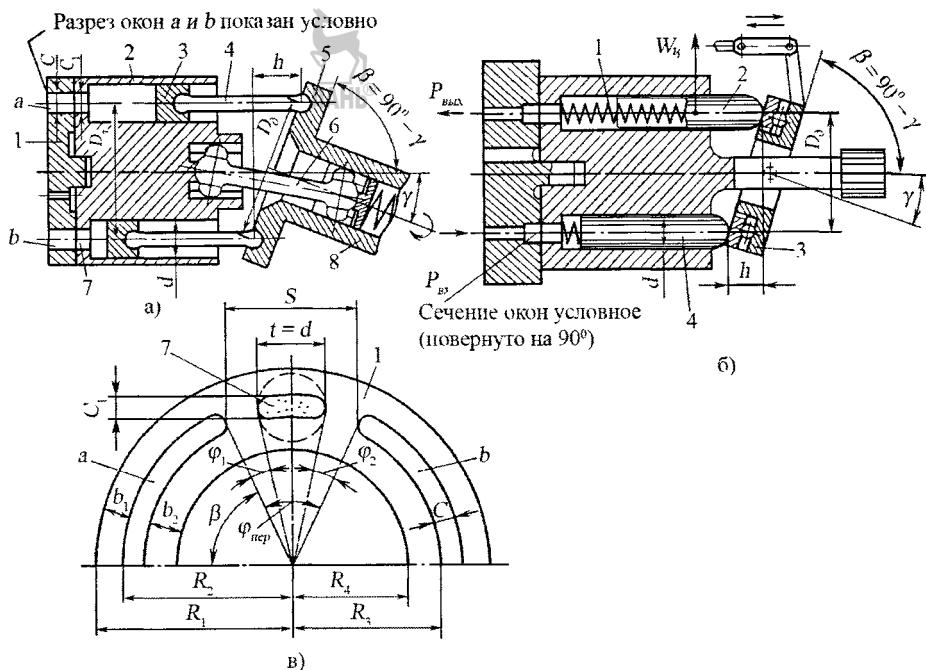


Рисунок 3.73 – Схемы аксиально-поршневых ГД

Текущее значение хода поршня с учетом равенства  $\beta = 90^\circ - \gamma$  определяется для первого типа ГД без учета непараллельности штоков с помощью выражения

$$X = R_\partial (1 - \cos \alpha) \sin \gamma = \frac{D_\partial}{2} (1 - \cos \alpha) \sin \gamma,$$

где  $R_\partial = D_\partial / 2$  – радиус окружности заделки поршневых шатунов в наклонном диске;  $\alpha = \omega t$  – угол поворота выходного вала;  $\omega$  – угловая скорость.

Максимальный ход  $h$  поршня получается при повороте от нейтрального положения на угол  $\omega t = 2\pi$ .

Учитывая, что  $\cos 2\pi = 1$ , имеем  $h = 2R_\partial \sin \gamma$ , рабочий объем одного цилиндра площадью  $A_y$ ,

$$q_y = 2R_\partial A_y \sin \gamma,$$

и при  $z$  поршнях в блоке рабочий объем ГД

$$q = 2R_\partial A_y z \sin \gamma = D_\partial A_y z \sin \gamma. \quad (3.158)$$

Таким образом, частота вращения выходного вала ГД

$$n = Q_T / q = Q_T / (D_\partial A_y z \sin \gamma) = Q_T \left/ \left( \frac{\pi d^2}{4} z D_\partial \sin \gamma \right) \right., \quad (3.159, а)$$

а угловая скорость

$$\omega = \frac{2\pi Q_T}{q} = \frac{2\pi Q_T}{D_\partial A_y z \sin \gamma} = \frac{8Q_T}{D_\partial d^2 z \sin \gamma}, \quad (3.159, б)$$

где  $d$  – диаметр поршня (плунжера).

В ГД второго типа (рисунок 3.73, б) поршни (плунжеры) 2 непосредственно опираются на наклонную шайбу 3, а развиваемое ими усилие передается в результате скольжения поршней по наклонной шайбе на блок цилиндров. Угол наклона

шайбы  $\beta$  может изменяться с помощью специального механизма. Постоянство контакта плунжеров 4 с шайбой 3 обеспечивается пружинами 1. Создаваемый при этом крутящий момент передается через поршни непосредственно на блок цилиндров и далее на выходной вал. В этой схеме передачи момента поршни работают на изгиб.

Общим для обоих конструктивных разновидностей рассматриваемых ГД является применение торцового распределения рабочей жидкости. Поскольку блок цилиндров 2 (рисунок 3.73, а) вращается, (цилиндры перемещаются относительно корпуса), упрощается распределение жидкости, которое обычно осуществляется через серпообразные окна  $a$  и  $b$  в распределительном золотнике 1 и каналы (отверстия) 7 в донышках цилиндров блока 2 (на рисунке канал 7 показан условно).

При работе ГД торец блока скользит по поверхности распределительного золотника (рисунок 3.73, в) и цилиндры попаременно соединяются с окнами  $a$  и  $b$ , а через них — с магистралями подачи и отвода жидкости.

Для второй схемы

$$h = 2R_6 \operatorname{tg}\gamma = D_6 \operatorname{tg}\gamma, \quad (3.160)$$

$$n = \frac{4Q_T}{\pi d^2 z D_6 \operatorname{tg}\gamma}, \quad (3.161, \text{a})$$

$$\omega = \frac{8Q_T}{d^2 D_6 z \operatorname{tg}\gamma}, \quad (3.161, \text{б})$$

где  $R_6$  и  $D_6$  — радиус и диаметр окружности расположения поршней.

Кинематической основой аксиально-поршневых ГД является видоизмененный кривошипно-шатунный механизм (рисунок 3.74, а), цилиндр 3 в котором при повороте кривошипа 2 вокруг оси 1 совершают вместе со штоком 5 перемещения в вертикальной плоскости (в плоскости рисунка), двигаясь параллельно самому себе и сохраняя осевое положение штока. Перемещение поршня 4 при повороте кривошипа 2 на угол  $\alpha = \omega t$  будет

$$X' = R - R \cos \alpha = R(1 - \cos \alpha), \quad (3.162)$$

где  $R$  — длина кривошипа.

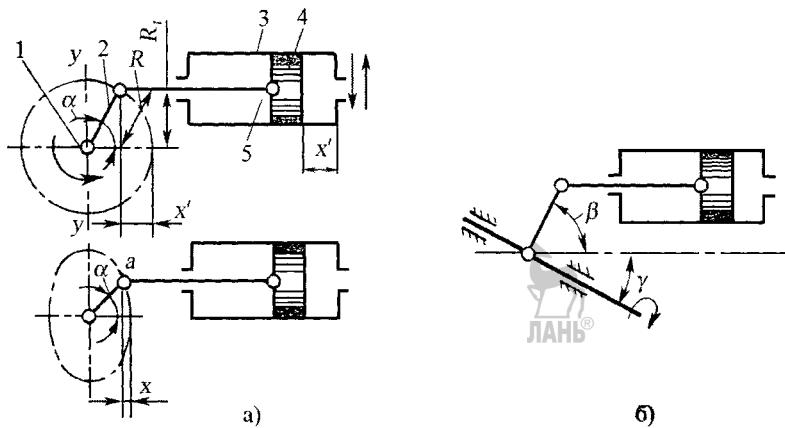


Рисунок 3.74 – Кинематическая схема аксиально-поршневого ГД

Очевидно, что полное перемещение (ход)  $h'$  поршня в цилиндре при повороте кривошипа на угол  $\alpha = 180^\circ$  составит  $h' = 2R$ . На это же расстояние переместится цилиндр вместе с поршнем в плоскости рисунка.

Схема принципиально не изменится, если плоскость вращения кривошипа повернуть (наклонить) вокруг вертикальной оси  $yy$  относительно прежнего положения на некоторый угол  $\beta$ , меньший  $90^\circ$  (рисунок 3.74, б).

При этом перемещение поршня

$$X = X' \cos \beta = R(1 - \cos \alpha) \cos \beta, \quad (3.163)$$

где  $\beta$  – угол наклона плоскости вращения кривошипа.

Из рассмотренной выше кинематической схемы следует, что расчетный крутящий момент, развиваемой силой  $F = p A_y$  давления жидкости  $p$  на один поршень площадью  $A_y$  будет

$$M = F \cdot R_i = F \cdot R \sin \alpha = p A_y R \sin \alpha, \quad (3.164)$$

где  $R_i = R \sin \alpha$  – плечо приложения силы.



Средний крутящий момент, развиваемый ГД с  $z$  цилиндрами [2],

$$M_{cp} = \frac{1}{\pi} p A_y R z \sin \gamma. \quad (3.165)$$

С учетом выражения (3.158), выражение для среднего значения крутящего момента примет вид

$$M_{cp} = p \cdot q / (2\pi). \quad (3.166)$$

На рисунке 3.75 [50] приведена конструкция ГД с наклонной люлькой (задней крышкой) 5 блока цилиндров 4 с поршнями 10, установленного с возможностью вращения вокруг центрирующего шарнира 6, один шаровой конец которого размещен во фланцевой части выходного вала 1, а второй – в распределителе 7 с каналами 9 подвода/отвода рабочей жидкости, закрепленного в люльке с помощью гайки 8.

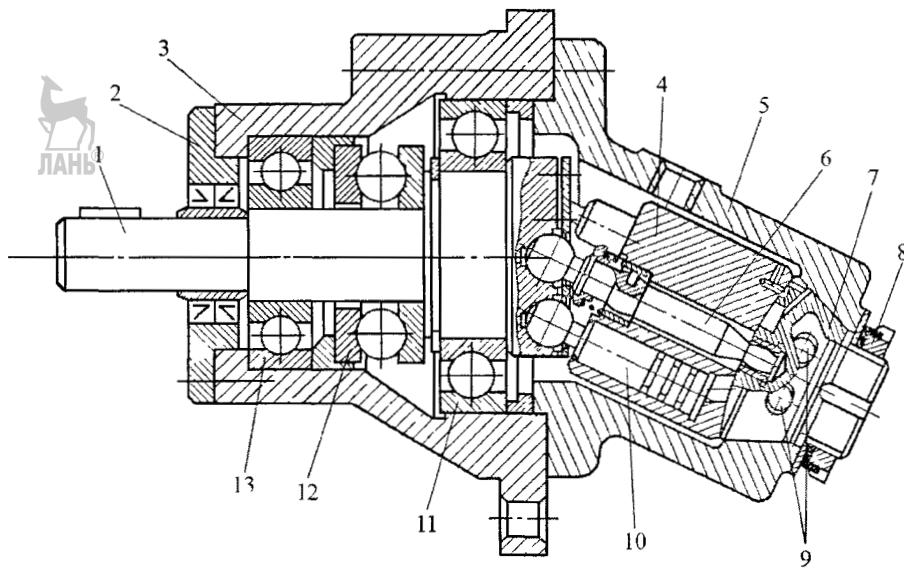


Рисунок 3.75 – Роторный аксиально-поршневой нерегулируемый ГД с наклонной люлькой блока цилиндров

Выходной вал смонтирован в корпусе 3 с помощью двух радиальных подшипников 11, 13 и одного упорного подшипника 12. Герметизация полости ГД обеспечивается кольцевыми уплотнениями, установленными в передней крышке 2.

Рабочая жидкость, поступая через отверстие в люльке и паз распределителя к блоку цилиндров, действует на группу поршней, которые передают создаваемое усилие на сферические опоры. Благодаря наклоненному расположению осей вала и блока цилиндров силы в шаровых опорах раскладываются на осевую и тангенциальную составляющие, причем первая воспринимается упорным подшипником, а вторая создает крутящий момент на выходном валу. Поскольку рабочие камеры второй группы поршней через распределитель одновременно соединены со сливной линией, вал ГД начинает вращаться с частотой, прямо пропорциональной количеству подводимой жидкости и обратно пропорциональной рабочему объему. Развиваемый крутящий момент пропорционален перепаду давлений и рабочему объему.

На рисунке 3.76 [50] приведена конструкция нерегулируемого роторного аксиально-поршневого ГД, включающая в себя ротор 10 с поршнями 17 (семь поршней), барабан 7 с толкателями 19, радиально-упорный шарикоподшипник 6, выходной вал 1, смонтированный на подшипниках 5 и 16, опорно-распределительный диск 13, корпусные детали 4 и 9, фланец 3 с манжетой 2, пружины 11 и торцовую шпонку 8. Рабочая жидкость (масло) подводится к ГД и отводится от него через два отверстия 15, расположенные в диске 13, причем каждое из отверстий связано с полукольцевым пазом 14, выполненным на рабочей поверхности диска. Утечки из составного корпуса отводятся через дренажное отверстие 12. На торце ротора, взаимодействующем с диском 13, предусмотрены отверстия, выходящие в каждую из рабочих камер. При вращении ротора указанные отверстия соединяются с одним из пазов 14.

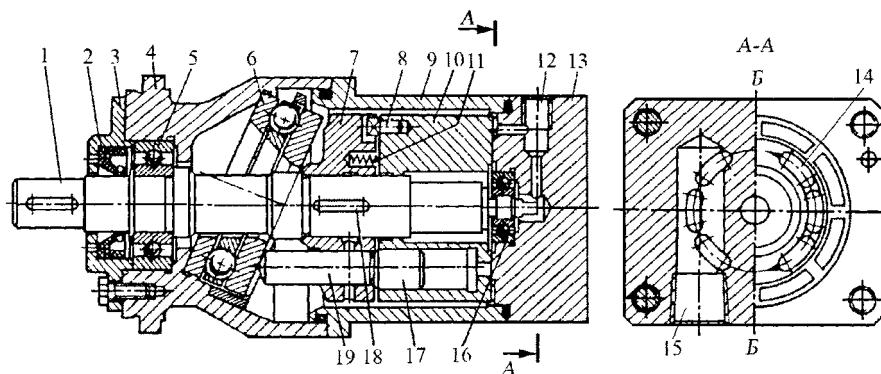


Рисунок 3.76 – Роторный аксиально-поршневой нерегулируемый ГД с наклонным диском

При работе ГД масло из напорной линии через отверстие 15 и один из пазов 14 поступает в рабочие камеры, расположенные по одну сторону от оси Б-Б. Осевая сила, развивающаяся поршнями, через толкатели 19 передается на подшипник 6. Поскольку последний расположен наклонно, на толкаталях возникают тангенциальные силы, заставляющие поворачиваться барабан 7, а вместе с ним вал 1 и ротор 10, связанные с барабаном шпонками 18 и 8. Одновременно поршни, находящиеся по другую сторону от оси Б-Б, вдвигаются в ротор, вытесняя масло из соответствующих рабочих камер через полукольцевой паз и другое отверстие 15 в сливную линию, в которой должен быть некоторый подпор для поджима толкательей к радиально-упорному подшипнику.

Ротор прижимается к диску 13 пружинами 11 и давлением масла, действующим на дно рабочих камер. Конструкция ходовой части ГД обеспечивает возможность самоустановки ротора относительно опорно-распределительного диска, что позволяет частично компенсировать износ трущихся поверхностей и деформацию деталей под нагрузкой, а также снизить требования к точности изготовления.

Частота вращения ГД определяется количеством проходящего через него масла, направление вращения зависит от того, какое из отверстий 15 соединено с напорной линией.

Регулируемый ГД (рисунок 3.77) [50] состоит из аксиально-поршневого гидродвигателя 1 с наклонным блоком цилиндров 10 и регулятора рабочего объема, размещенного в корпусе 2. Регулятор содержит дифференциальный поршень 7 с пальцем 9 ведения наклонного блока ГД, рычаг 5, следящий золотник 6 с пружиной 8, управляющий плунжер 4 и регулируемую пружину 3. Торцевые камеры дифференциального поршня соединены: I – с линией подвода высокого давления в ГД; II – с картером ГД (давление  $\approx 0$ ); III – с центральной кольцевой канавкой следящего золотника 6. Сверлениями в поршне и пальце промежуточные кольцевые полости золотника 6 соединены с камерами I и II, а торцевая полость золотника – с картером ГД.

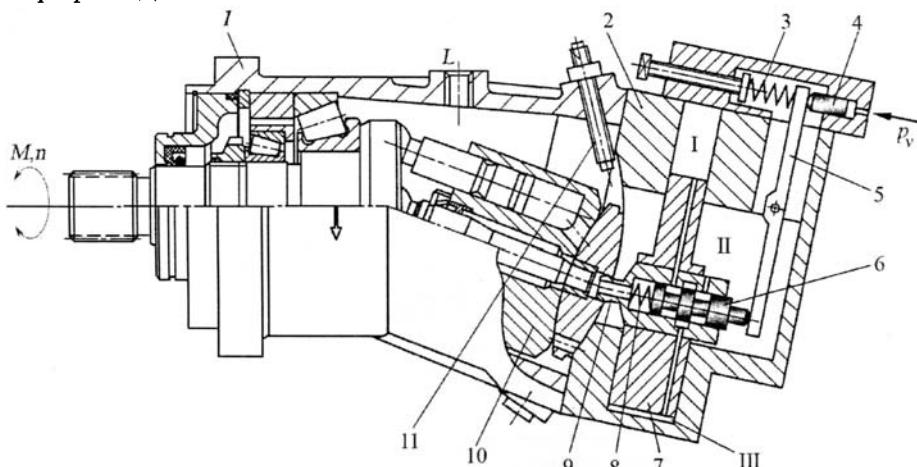


Рисунок 3.77 – Роторный аксиально-поршневой регулируемый гидромотор

При нейтральном положении золотника давление в камере III равно половине давления в камере I, и, с учетом соотношения площадей поршня 2:1, достигается равенство действующих на поршень сил. Если золотник смещается влево, давление в камере III падает и поршень 7 движется вниз, увеличивая угол наклона блока, а следовательно, и рабочий объем ГД. При смещении золотника вправо давление в камере III возрастает и поршень 7 поднимается. В процессе движения поршня шуп золотника 6 скользит по поверхности рычага 5.

При работе ГД рычаг находится в равновесии под действием моментов, развиваемых силами пружин 3, 8 и управляющего плунжера 4. Повышение давления управления  $p_y$  нарушает равновесие моментов, золотник смещается, и поршень 7 поднимается вверх до тех пор, пока не будет достигнуто новое состояние равновесия, так как при движении вверх момент, создаваемый пружиной 8, падает. Аналогично при уменьшении  $p_y$  поршень движется вниз.

Таким образом, каждому значению  $p_y$  (в диапазоне регулирования) соответствует строго определенное положение наклонного блока 10. Упор 11 ограничивает угол наклона блока цилиндров. При росте  $p_y$  увеличивается частота вращения  $n$  (при постоянном количестве рабочей жидкости, подаваемой на вход ГД) и снижается развиваемой ГД крутящий момент  $M$ .

Гидромеханическая схема регулируемого ГД приведена на рисунке 3.78, а [50], а его характеристика на (в).

Изменение  $M$  и  $n$  пропорционально гидравлическому сигналу  $p_y$ , поступающему от пропорционального гидрораспределителя. В исходном положении

$p_y = 0$  и рабочий объем  $V_0$  будет максимальным. Цифра 1 на характеристике обозначает начало регулирования, а цифра 2 – конец регулирования.

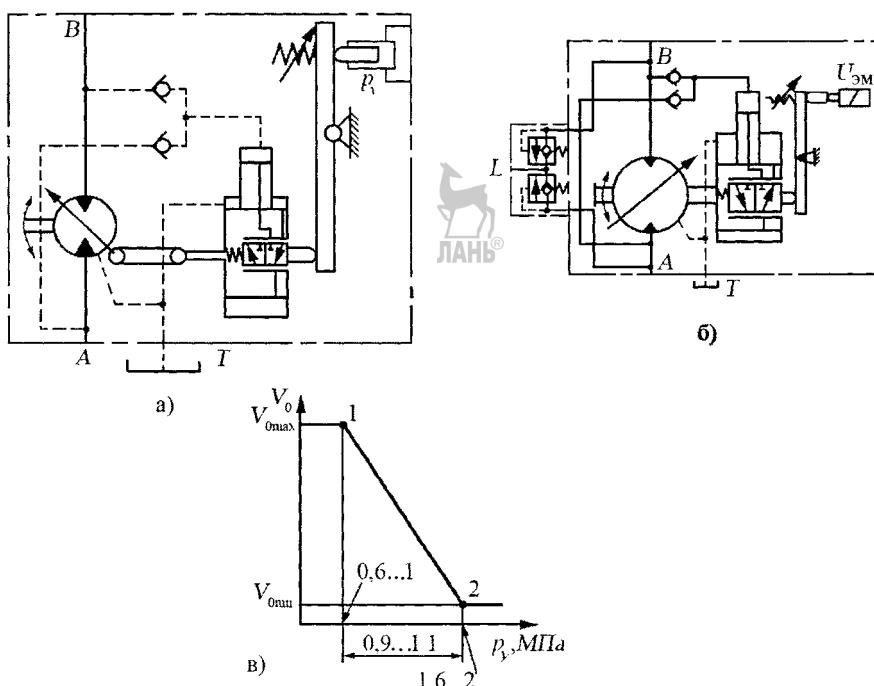


Рисунок 3.78 – Гидромеханические схемы с гидравлическим (а),  
электромагнитным (б) управлением и регулировочная характеристика (в)  
регулируемого ГД. Т – сливная магистраль

Изменение  $M$  и  $n$  может осуществляться с помощью электрических сигналов постоянного тока напряжением  $U_{\text{эм}} = 12$  В или 24 В, поступающих на пропорциональный электромагнит, используемый вместо управляющего плунжера. Клапанный блок  $L$  (рисунок 3.78, б) защищает гидросистему от повышенного давления и разрежения.

### 3.8. Пьезоэлектрические двигатели вращательного движения

#### 3.8.1. Принцип работы и классификация

Принцип работы пьезоэлектрических двигателей вращательного движения (ПЭДВ) основан на преобразовании электромеханических колебаний, создаваемых в пьезоэлементе (ПЭ) за счет обратного пьезоэффекта, в шаговое (дискретное) или непрерывное вращательное движение [16].

Пьезоэлемент представляет собой пластинку, определенным образом вырезанную из некоторых кристаллов, нагружение которой механическим усилием, приводит к возникновению на ее гранях электрических зарядов. Это явление носит название **прямого пьезоэфекта**. И наоборот, внешнее электрическое поле, действуя на эти же грани, вызывает механическую деформацию пластины, т.е. **обратный пьезоэффект**.

Пьезоэлектрический эффект был экспериментально открыт братьями Кюри.

Веществами с такими свойствами, называемыми **пьезоэлектриками**, являются кварц (двоокись кремния) с ненарушенной кристаллической решеткой, а

также титанат бария ( $\text{BaTiO}_3$ ), цирконат – титанат свинца ( $\text{Pb}(\text{Z}_{0,55}\text{Ti}_{0,45})\text{O}_3$ ) или керамика ЦТС, титанат бария – кальция ( $\text{BaCaTiO}_3$ ), титанат бария – кальция – свинца ( $(\text{BaCaPb})\text{TiO}_3$ ) и др. Температура Кюри, например, титаната бария равна 120 °C, и её превышение ведёт к потере пьезоэффекта.

Пьезоэлектрические свойства керамики ЦТС придают поляризацией постоянным напряжением. При воздействии внешнего электрического поля происходит переориентация поляризации в доменах, что приводит к появлению общей результатирующей поляризации, сохраняющейся в керамике после прекращения воздействия поля [14]. Поляризация керамики ЦТС при нагреве до 140 ... 180°C дает возможность увеличить значения пьезомодулей в 1,5 ... 2 раза.

В соответствии с характером смещающихся в диэлектрике зарядов различают три основных типа поляризации: электронная, дипольная и ионная.

Основными элементами ПЭДВ являются статор и ротор. На основании статора 1 (рисунок 3.79, а) установлен пьезоэлемент 2 с напылёнными обкладками (электродами) 9 и подшипники 7. К основанию крепится также корпус (на рисунке не показан), который в ряде случаев может быть совмещен с основанием. Ротор 8 обычно выполняется из твердых материалов (сталь, чугун, твердый сплав, керамика и др.) и представляет собой тело вращения с гладкой поверхностью.

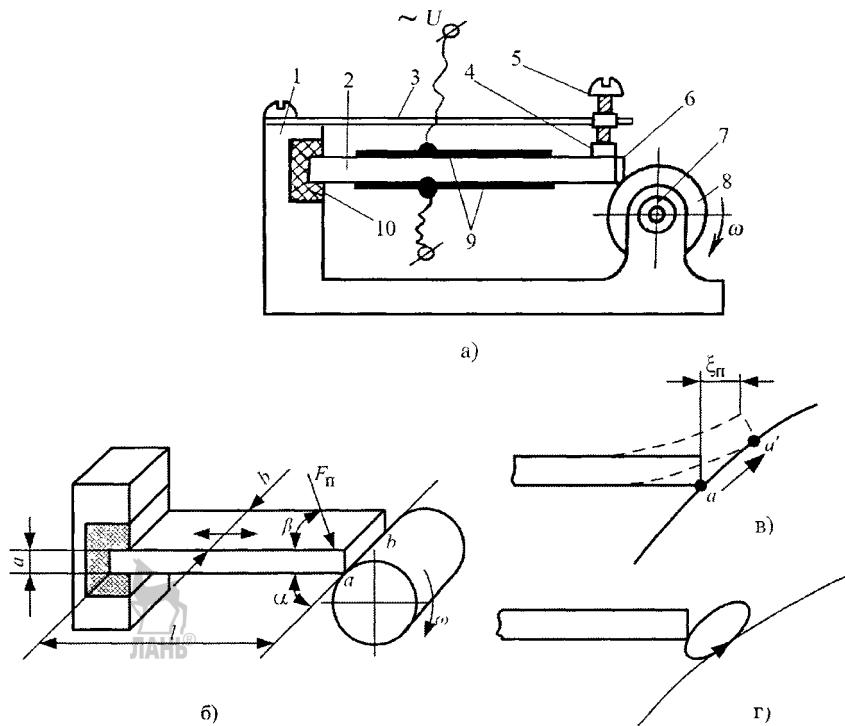


Рисунок 3.79 – Конструктивная (а) и функциональные (б, в, г) схемы ПЭДВ

Неотъемлемой частью ПЭДВ является акустически изолированная от основания и оси ротора электромеханическая колебательная система – осциллятор (вibrator). В простейшем случае осциллятором является пьезоэлемент вместе с износостойкой торцовой накладкой 6. Если осциллятор выполнен в виде прямоугольной пластины, то один ее конец прижат к поверхности ротора, а другой закреплен на основании с помощью эластичной прокладки 10, например, из фторопласта, резины и пр. Прижим пьезоэлемента 2 к ротору 8 может осуществляться с помощью плоской пружины 3, которая через посредство эластичной прокладки 4 и регулировочный винт 5 давит на конец осциллятора.

Угол  $\beta$  между направлением силы прижима  $F_n$  (рисунок 3.79, б) и поверхностью осциллятора называется **углом прижима**. Осциллятор касается поверхности ротора под определенным углом  $\alpha$ , называемым **углом контакта**, образованным плоскостью осциллятора и касательной плоскостью, проходящей через линию его контакта с ротором.

При подключении обкладок (электродов) 9 осциллятора к источнику переменного напряжения в нем возникают продольные колебания, в результате которых контактная точка  $a$  (рисунок 3.79, в), смещающаяся в продольном направлении, перемещается с поверхностью ротора в точку  $a'$ , а следовательно, смещается и в поперечном направлении, т.е. возникают изгибные колебания. Участок поверхности ротора на дуге  $a-a'$ , с которым взаимодействует накладка осциллятора 6 в течение одного периода колебаний, называется **зоной контакта**.

Сдвиг фаз между продольными и изгибными колебаниями может изменяться в пределах от 0 до  $180^\circ$  в зависимости от соотношения между выбранной рабочей частотой двигателя и резонансной частотой колебаний изгиба. При сдвиге фаз, отличном от 0 и  $180^\circ$ , контактная точка (контактная линия  $a-a'$ ) движется по эллипсу (рисунок 3.79, г).

В момент соприкосновения с ротором она входит во фрикционное зацепление и передает ротору односторонний импульс движения. При этом осциллятор получает энергию изгибных колебаний.

Пьезоматериалы, применяемые для осцилляторов в виде прямоугольных пластин длиной  $l$ , шириной  $b$  и толщиной  $a$  (рисунок 3.79, б), должны иметь наибольшее значение **пьезоэлектрического модуля** (пьезомодуля)  $d_{31}$ .

У пьезомодуля  $d_{31}$  первый индекс относится к электрическому полю, направленному параллельно толщине  $a$ , второй – к деформации, перпендикулярной направлению поляризации, т.е. по длине  $l$  пластины.

Относительная продольная деформация в направлении длины пластины

$$\Delta l/l = d_{31} E, \quad (3.167)$$

где  $E$  – напряженность электрического поля, В/м. Учитывая, что  $E = U/l$ , где  $U$  – приложенное к пьезоэлементу напряжение (В),

$$\Delta l = d_{31} U. \quad (3.168)$$

Линейная (окружная) скорость вращения ротора зависит от амплитуды и частоты смещения конца осциллятора. Следовательно, чем больше напряжение питания ПЭДВ, тем больше должна быть окружная скорость вращения ротора. Амплитуда смещения пропорциональна длине пьезоэлемента, однако увеличивая эту длину, нельзя увеличить скорость двигателя, так как одновременно уменьшается частота колебаний осциллятора. Можно поэтому считать, что предельно допустимая частота вращения ПЭДВ не зависит от частоты возбуждения.

Максимальная амплитуда смещения ограничивается пределом прочности материала осциллятора или перегревом пьезоэлемента, который приводит к потере пьезоэлектрических свойств (тепловая деполяризация), происходящая при определенной критической температуре, называемой температурой Кюри [32].

Для многих современных промышленных материалов температура Кюри превышает  $250^\circ\text{C}$  (например, ЦТС-19 –  $290^\circ\text{C}$ ; ЦТБС-3 –  $453^\circ\text{C}$ ; ЦТСС-1 –  $548^\circ\text{C}$ ).

Для пьезокерамического материала ТБК-3 предельно допустимая линейная скорость составляет в лучшем случае 1,5 м/с, что соответствует напряжению в пьезоэлементе, примерно равному 1000 МПа. С учетом двукратного запаса по прочности  $V_n = 0,75$  м/с.

Угловая скорость ротора определяется по формуле

$$\omega = 2V_n/D_p, \quad (3.169, \text{a})$$

а частота вращения

$$n = 60V_{\text{л}} / (\pi D_p), \quad (3.169, \text{б})$$

где  $D_p$  – диаметр ротора.

Если  $D_p = (0,5 \dots 5) \cdot 10^{-2}$  м, то  $n \approx 3000 \dots 300$  мин.<sup>-1</sup>.

Видно, что, изменяя только диаметр ротора, можно перекрыть широкую область частот вращения вала ПЭДВ.

Уменьшение напряжения питания позволяет снизить частоту вращения до 30 мин<sup>-1</sup> при сохранении достаточно высокой мощности на валу на единицу массы.

Таким образом, в широкой области практического применения ПЭДВ могут обеспечить механический привод исполнительных элементов без использования редукторов.

Скорость рабочего конца ПЭ [16]

$$V = 8l d_{31} Q_m f_p U_B / (\pi a \cos \varphi), \quad (3.170)$$

а мощность ПЭДВ

$$P \approx 4bl d_{31}^2 U_B^2 Q_m f_p E_{\text{ю}} / (\pi a \cos \varphi) = 0,5 b d_{31} U_B E_{\text{ю}} (\cos \varphi) \cdot V, \quad (3.171)$$

где  $Q_m$  – механическая добротность материала ПЭ (например, для керамики ЦТБС-3  $Q_m = 350$ ; для ЦТС-19  $Q_m = 50$ );  $E_{\text{ю}}$  – модуль упругости материала (модуль Юнга);  $a$  – толщина ПЭ;  $U_B$  – напряжение возбуждения;  $l$  и  $b$  – длина и ширина ПЭ.

Резонансная частота длинного тонкого ПЭ прямоугольной формы при  $l \gg b \gg a$  рассчитывается по формуле

$$f_p = \frac{1}{2l} \sqrt{\frac{E_{\text{ю}}}{\rho}}, \quad (3.172)$$

где  $\rho$  – плотность материала ПЭ.

Значения  $V$  и  $V_{\text{л}}$  ограничены главным образом пределом прочности ПЭ (пьезокерамики) или его перегревом, когда возможна тепловая деполяризация ( $V_{\text{л}} \approx 0,7 \dots 2,5$  м/с). При армировании ПЭ высокопрочными сапфировыми накладками значение  $n_{\text{max}}$  может достигать  $10^4$  об/мин. ( $V_{\text{л}} \approx 2 \dots 3$  м/с).

Повышение мощности ПЭДВ достигается увеличением размеров ПЭ ( $l$  и  $b$ ), применением пьезокерамики с высокими значениями  $d_{31}$  и  $Q_m$ , переходом на высокие частоты  $f_p$ .

Все ПЭДВ можно классифицировать следующим образом: нереверсивные и реверсивные; с пьезоэлектрическим пассивным ротором и активным статором; с пьезоэлектрическим активным ротором и пассивным статором; с электрическим возбуждением колебаний одного типа и двух типов; с активным ротором и статором.

В ПЭДВ могут быть возбуждены колебания сжатия–растяжения, изгиба, сдвига, крутильные и радиальные колебания. Сочетания этих колебаний по два (дуализм) приводят к большому числу существенно различных конструкций ПЭДВ.

По принципу действия ПЭДВ подразделяются на две основные группы:

- 1) ударного типа с дискретным перемещением подвижной части;
- 2) волнового типа с непрерывным перемещением подвижной части.

В ПЭДВ ударного типа осуществляется ударное взаимодействие статора и ротора в зоне их контакта и подвижная часть приводится в движение под действием ударных импульсов, следующих с частотой колебаний ПЭ.

Рабочая частота колебаний ПЭ может доходить до МГц; следовательно, такие ПЭДВ при больших  $f_p$  характеризуются высокой равномерностью движения и в определенном смысле аналогичны электрическим двигателям постоянного тока,

так как якорь в последних также получает высокочастотные периодические "толчки" от взаимодействия полей.

В ПЭДВ ударного типа возбуждаются одномерные или двумерные колебания ПЭ в зоне контакта (статора, ротора). Одномерные, обычно продольные, контакты ПЭ используются в двухроторных системах либо в ПЭДВ с компенсирующими на-кладками (рисунок 3.80, а, б). Двумерные контакты являются следствием комбинаций колебаний двух различных типов: продольно-изгибающих (рисунок 3.80, в), про-дольно-радиальных (рисунок 3.80, г), продольно-сдвиговых (рисунок 3.80, д) и др.

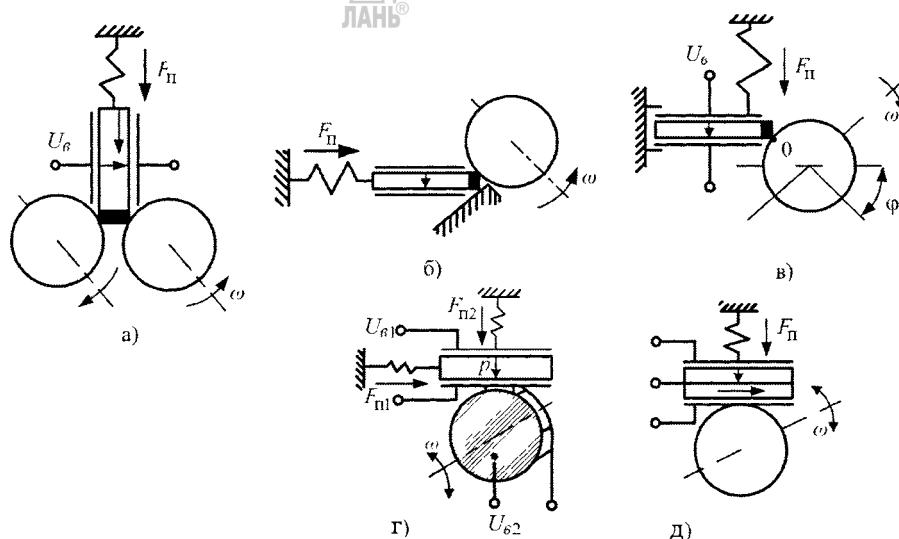


Рисунок 3.80 – Конструктивные схемы ПЭДВ ударного типа

Двумерные колебания могут быть результатом взаимодействия фрикционной пары в зоне контакта с одним ПЭ, расположенным на статоре (рисунок 3.80, в), или с двумя ПЭ, расположенными на статоре и роторе (рисунок 3.80, г). Циклы колебаний могут быть симметричными и асимметричными, например, с симметричным законом ускорений в пределах одного цикла негармонических колебаний (продольных или крутых). Возбуждение асимметричных циклов колебаний (бигармонических, пилообразных и др.) может осуществляться одним ПЭ с несколькими группами электродов, с помощью нескольких ПЭ, работающих параллельно, и другими способами.

В ПЭДВ волнового типа осуществляется непрерывное фрикционное взаимодействие волнового движения ПЭ и приводимой подвижной части. В волноводе ПЭ разомкнутого или замкнутого типа (например, кольцевом), возбуждаются одномерные колебания типа бегущей волны – изгибающие, сдвиговые, крутые в замкнутых волноводах, продольные – в разомкнутых (рисунок 3.81). Эта группа ПЭДВ имеет некоторую аналогию с электродвигателями переменного тока, у которых также происходит постоянное взаимодействие электромагнитных полей статора и ротора. Конструктивно статор и ротор (или оба совместно) содержат один или несколько ПЭ-пьезорезонаторов. Число ПЭ может быть различным: один в статоре – ПЭДВ с пассивным ротором (рисунок 3.80, а, в); один в роторе – ПЭДВ с пассивным статором; два – ПЭДВ с активным статором и ротором (рисунок 3.80, г); несколько (в общем случае, чем больше ПЭ, тем выше мощность ПЭДВ). У ПЭ может быть несколько пар основных и дополнительных электродов (типа электродов обратной связи).

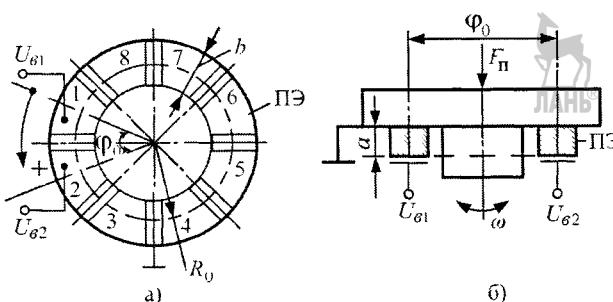


Рисунок 3.81 – Конструктивные схемы ПЭДВ волнового типа

Контактное сцепление ПЭ и подвижной части ведет к явлению проскальзывания их относительно друг друга, что вызывает изнашивание, снижает КПД, точность отработки перемещения, обуславливает нестабильность характеристик ПЭДВ. Однако в диапазоне мощностей, характерном для микродвигателей (менее 1 Вт и до 10 Вт) ПЭ имеют ряд преимуществ: более высокие динамические свойства (за счет высокой частоты питания и вследствие того, что при отключении питания ПЭ становится тормозом), высокую разрешающую способность по перемещению, в 1,5...2 раза лучшие массогабаритные показатели, повышенную (на 20...30 %) технологичность изготовления (интегральный принцип конструирования), отсутствие влияния на их работу сильных магнитных и радиационных полей.

Момент, развиваемый ПЭДВ, достигает 10 Н·м, мощность – до 50 Вт, к.п.д. при использовании новых материалов и конструкций – до 85 % [16].

Характеристики и параметры ПЭДВ в значительной мере определяются их конструкцией. ПЭДВ с пассивным ротором или статором и электрически возбуждаемым только одним типом колебаний, являются нереверсивными (рисунок 3.80, а, в); ПЭДВ с активным ротором и статором (рисунок 3.80, г), а также ПЭДВ с электрически возбуждаемыми двумерными колебаниями (рисунок 3.80, д), являются реверсивными (реверс изменением фазы  $U_B$ ). В конструкции ПЭДВ (рисунок 3.80, г) в статоре возбуждаются продольные, а в роторе – радиальные колебания, т.е. один тип колебаний (радиальные) осуществляет прижатие ротора к статору (их синхронное зацепление), а другой (продольный) – создает рабочий импульс движения ротора.

В ПЭДВ второй группы (волновых) применяют либо кольцевые односторонние ПЭ с разделением электродов на  $i$  равных частей и со сдвигом фаз  $\phi$ , между смежными электродами на угол  $2\pi/i$  ( $i \geq 2$ ) либо дискретные ПЭ, встроенные или присоединенные к замкнутому волноводу (например, металлическому). Площадь электродов каждого дискретного ПЭ (рисунок 3.81, а, б) определяется на основании выражения

$$A_3 = \frac{\Phi_0 \pi}{180} R_0 b, \quad (3.173)$$

где  $R_0$  – средний радиус;  $b$  – ширина ПЭ.

Процессы в кольцевом ПЭ (волноводе) могут приближенно рассматриваться по аналогии со стержневыми (пластинчатыми) ПЭ, если  $l_{cp} = 2\pi R_0 \geq b \geq a$ , где  $a$  – толщина ПЭ. Для возбуждения бегущих волн средняя длина волновода должна быть кратна целому числу  $m$  длины волны  $\lambda$ , т.е.  $l_{cp} = m\lambda$ , расстояние по дуге окружности между центрами смежных электродов кратно целому нечетному числу  $\lambda/4$ , а разность фаз колебаний, возбуждаемых ПЭ<sub>1</sub> и ПЭ<sub>2</sub>, кратна нечетному числу  $\pi/2$ . При этом если на ПЭ<sub>1</sub> и ПЭ<sub>2</sub> подать напряжение возбуждения [16]

$$U_{B1} = U_{B1} m \sin(\omega_1 t + \psi_c); \quad (3.174, a)$$

$$U_{B2} = U_{B2} m \sin(\omega_2 t + \psi_0 + \psi_{0c}), \quad (3.174, b)$$

то в волноводе возбуждаются продольные бегущие волны упругих деформаций:

$$\zeta_1 = \zeta_{1m} \sin(\omega_1 t \pm k_1 \alpha R_0); \quad (3.175, a)$$

$$\zeta_2 = \zeta_{2m} [\omega_2 t + \phi \pm k_2 R_0 (\alpha + \beta)], \quad (3.175, a)$$

где  $\psi_0$  – начальная фаза;  $\psi_{0c}$  – сдвиг фаз между  $U_{B1}$  и  $U_{B2}$ ;  $k_1 = \omega_1/c$ ,  $k_2 = \omega_2/c$  – волновые числа;  $\alpha$  – текущая угловая координата;  $\beta$  – угловая координата ПЭ<sub>2</sub>;  $\phi$  – сдвиг между колебаниями;  $\omega_1$  и  $\omega_2$  – угловые частоты;  $c$  – фазовая скорость.

Стационарная бегущая волна с определенными параметрами  $\zeta_m$ ,  $\omega$  и  $\phi_0$  устанавливается в волноводе, распространяясь в одном направлении при равенстве  $\zeta_{1m} = \zeta_{2m} = \zeta_m$ ,  $\omega_1 = \omega_2 = \omega$  и строгом соблюдении отмеченных выше условий. Знак  $\pm$  в выражениях (3.175, а), (3.175, б) определяет направление распространения волны и соответствует положительному (против часовой стрелки) или отрицательному отсчету полярного угла.

Реверс волны обеспечивается изменением  $\psi_{0c}$  на  $180^\circ$ . Бегущую волну в положительном направлении можно представить как результат суперпозиции положительных волн  $\zeta_1$  и  $\zeta_2$ :

$$\zeta = 2\zeta_m \sin(\omega t - k\alpha R_0). \quad (3.176)$$

При номинальном режиме величина  $\zeta_n$  достигает 5...10 мкм (рисунок 3.79, в).

В реверсивных ПЭДВ (с активным ротором и статором) полезную работу совершают осциллятор статора, а осциллятор ротора обеспечивает синхронное зацепление ротора со статором. Поэтому доля потерь в роторе в общих потерях ПЭДВ является существенной. Для ее снижения необходимо уменьшить объем пьезоэлектрической части ротора. С этой целью его ПЭ выполняют в виде цилиндрической оболочки (рисунок 3.82, а) [32]. Если вокруг ротора расположить два осциллятора (б), то можно еще в 2 раза снизить влияние потерь в роторе на КПД пьезодвигателя.

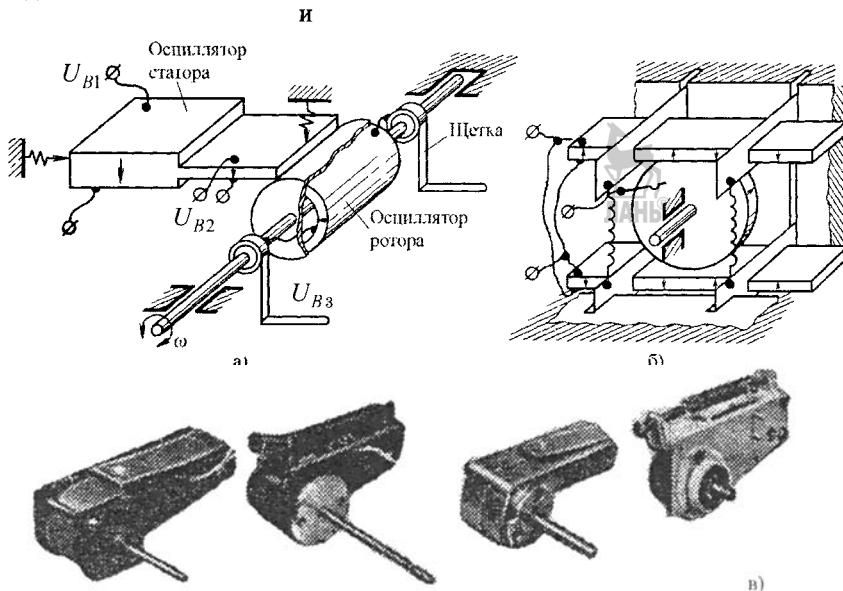


Рисунок 3.82 – Схемы (а, б) и внешний вид ПЭДВ (в) с повышенным КПД

Выполняя осцилляторы кольцевой формы, можно получить компактную конструкцию (плоскую форму) реверсивного ПЭДВ (рисунок 3.83, а) [32]. В этой конструкции продольные колебания восьмой моды возбуждаются по длине окружности осциллятора статора, выполненного в виде цилиндрической оболочки 1. Осциллятор ротора выполнен в виде двух колец 2, помещенных внутри ободов 3, которые фрикционно взаимодействуют с износостойкими накладками 4. Эти накладки расположены в местах максимумов колебательных скоростей осциллятора статора (через один). Ободы, установленные на оси ротора, имеют возможность осевого перемещения под действием плоских пружин 5, прижимающих их к износостойким накладкам.

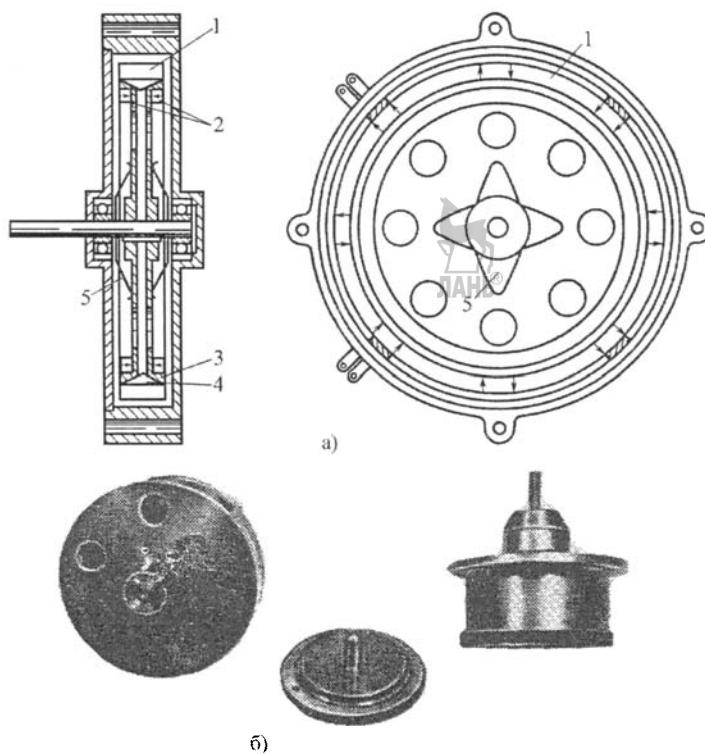


Рисунок 3.83 – Схема (а) и внешний вид ПЭДВ (б) плоского исполнения



Плоские низкооборотные двигатели (рисунок 3.83, б) позволяют получить частоту вращения ротора в пределах от долей до нескольких оборотов в минуту и момент – до 10 Н·м.

### 3.8.2. Управление скоростью и реверс ПЭДВ

Для управления скоростью ПЭДВ применяются такие одномерные способы управления как **частотное, амплитудное и фазовое**.

Применение **частотного управления** ограничено узкими пределами изменения частоты возмущения  $f_e$ , так как при этом имеет место ухудшение характеристик ПЭДВ, а именно, недоиспользование по мощности, скорости, появление акустических шумов. Рабочая частота, соответствующая заданной скорости  $n_s$ , выбирается обычно вблизи резонансной частоты  $f_p$  и интервал изменения рабочих частот ограничен (до 1...1,5 % ).

Это ограничение связано с условиями нарушения устойчивости работы систем при сильных случайных возмущениях. Поэтому частотное управление скоростью ПЭДВ возможно при существенных ограничениях диапазонов отработки нагрузочных, температурных и других возмущений.

Использование **амплитудного управления** также имеет определенные ограничения, обусловленные особенностями работы ПЭДВ (переменностью и нелинейностью параметров и т.д.). При этом в устройствах управления возникают предпосылки нарушения условий балансов амплитуд и фаз автогенераторных каскадов на требуемой рабочей частоте, что делает неустойчивой их работу, может привести к появлению шумов (скрипов) и т.п. Результатом этого является низкая точность стабилизации скорости, особенно при сильных колебаниях моментов сопротивления  $M_C$ .

Амплитудный способ управления может использоваться самостоятельно для ПЭДВ с выступающими накладками или при работе с пониженными требованиями по точности, мощности на валу, КПД и при действии слабых возмущений.

**Фазовое управление** скоростью ПЭДВ самостоятельного значения не имеет и обычно используется в совокупности с другими способами управления, т.е. при реализации дуальных и многомерных способов управления.

К их числу относятся частотно-амплитудный, амплитудно-фазовый, фазочастотный дискретный и непрерывный, а также адаптивные способы.

Дуальные и многомерные способы являются основными, особенно для управления скоростью волновых ПЭДВ, в которых требуется стабилизировать качество волновых процессов достаточно строгим соблюдением условий по стабильным амплитудам, фазам и частотам возбуждаемых напряжений  $U_B$ .

Высокая точность стабилизации скорости достигается в них взаимосвязанным изменением той или иной совокупности параметров напряжения возбуждения ПЭДВ (амплитудой, частотой и углом прижатия). Эти способы особенно эффективны в условиях действия на ПЭДВ сильных нагрузочных и температурных воздействий. При этом адаптивные способы обеспечивают в условиях сильного разброса параметров ПЭДВ, их нестабильности (до  $\pm 30\%$ ) и действия сильных возмущений автоматическую настройку на более эффективный режим работы.

В следящих приводах технологического оборудования реверс ПЭДВ в простейшем случае осуществляется с помощью реле или переключателей (рисунок 3.84). Питание осциллятора обеспечивается с помощью преобразователя напряжения (ПН). В осцилляторе возбуждаются колебания второй моды. Одна из частей осциллятора служит для возбуждения колебаний изгиба, а другая – для возбуждения продольных колебаний. Соотношение между амплитудами этих колебаний изменяется регулировкой напряжения питания; сдвиг фаз определяется фазосдвигающей цепью. Изменение сдвига фаз на  $180^\circ$  приводит к реверсу ПЭДВ.

Применению бесконтактных устройств в ряде случаев препятствует сложность коммутации высокочастотных напряжений возбуждения, имеющих большие амплитуды (до 100...4000 В).

Такой проблемы практически нет для реверсивного ПЭДВ, при использовании частотного способа, когда достаточно изменить параметры цепи, задающей частоту генератора.

В одних случаях указанная цепь содержит управляемый LC-контур, в других случаях подключаются дополнительная катушка или конденсатор, например, с помощью схемы, показанной на рисунке 3.84, б.

В качестве управляемых реактивных элементов используют варикапы, варионды, дроссели с насыщением [32]. Генераторы с частотозадающими RC-цепями управляются по частоте изменением напряжения смещения или активного сопротивления, в качестве которого обычно используют сопротивление транзистора. Описанные принципы применяют также для управления частотой вращения ПЭДВ, регулируемых по частоте. Для уменьшения области управления по частоте

и увеличения крутизны характеристики управления последовательно ПЭДВ включают узкополосный фильтр (чаще всего двухполюсный пьезоэлемент) или осуществляют возбуждение двигателя от пьезоэлектрического трансформатора.

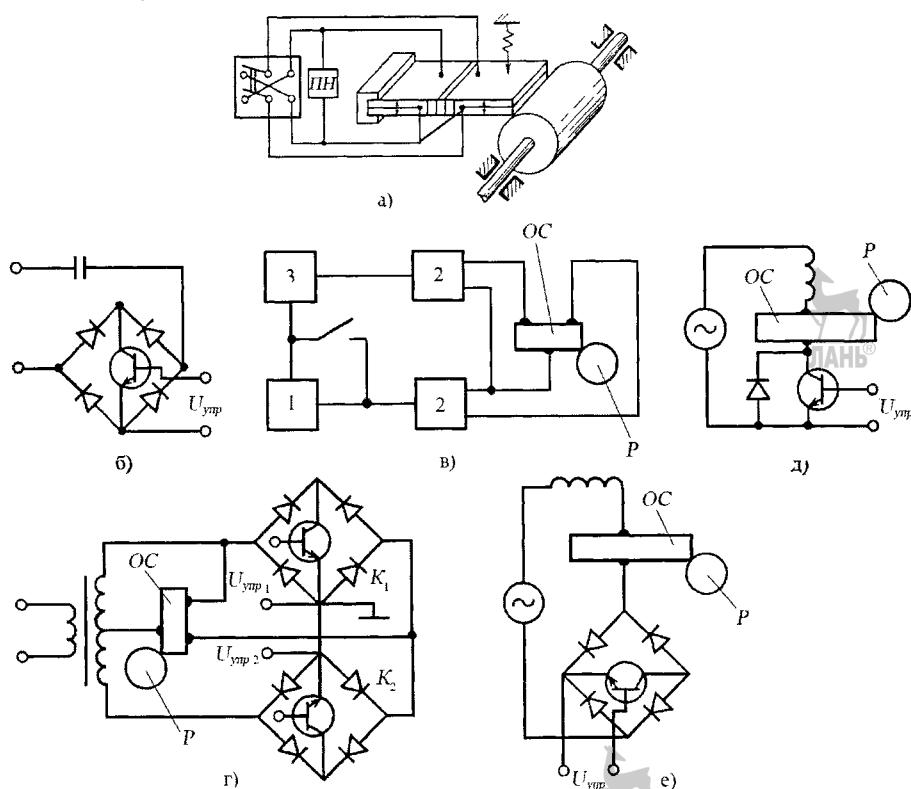


Рисунок 3.84 – Схемы электрического управления скоростью и реверсом ПЭДВ:  
ОС – осциллятор; Р – ротор

Реверс ПЭДВ с электрически раздельным возбуждением колебаний двух типов производят путем включения инвертора фазы 1 в один из каналов возбуждения (рисунок 3.84, в). Эти каналы состоят из усилителей мощности сигнала 2, работающих от общего задающего генератора 3. Инвертор часто совмещают с указанным генератором. Если усилитель мощности имеет трансформаторный выход, реверс целесообразно осуществлять с помощью ключей переменного напряжения  $K_1$  и  $K_2$ , которые управляются напряжением  $U_{ymp\ 1}$  и  $U_{ymp\ 2}$  (рисунок 3.84, г). При подаче сигнала  $U_{ymp\ 1}$  двигатель вращается в одну сторону, при подаче  $U_{ymp\ 2}$  – в другую. Ключи  $K_1$  и  $K_2$  широко используют также для коммутации нескольких ПЭДВ.

ПЭДВ, для которых управление по частоте нецелесообразно, регулируют изменением направления возбуждения (рисунок 3.84, д, е). В качестве линейно управляемого сопротивления используется транзистор.

Поскольку потери на сопротивление снижают общий КПД, более экономично управление ПЭДВ за счет изменения ширины импульсов питающего напряжения.

### 3.8.3. Источники питания ПЭДВ

В качестве источников питания ПЭДВ используют преобразователи постоянного напряжения в переменное напряжение ультразвуковой частоты. Преобразова-

тели напряжения (ПН), в которых сигнал обратной связи снимается с осциллятора, следят за изменением его резонансной частоты.

Для использования ПН с трансформаторной обратной связью, осциллятор ПЭДВ должен иметь один (рисунок 3.85, а, б) или два (рисунок 3.85, в) электрода обратной связи. Обычно в ПН с одним электродом обратной связи нагрузкой транзистора Т является активное линейное или нелинейное сопротивление, индуктивность (рисунок 3.85, а), трансформатор или управляемый ключ на транзисторе другой проводимости.

В схеме (рисунок 3.85, б) между транзисторами  $T_1$  и  $T_2$  включена индуктивность  $L$ , равная 100...500 мГн. Эта индуктивность запасает энергию при разряде емкости ПЭ по цепи: ПЭ —  $L$  — открытый транзистор  $T_2$ . После того, как  $T_2$  закрывается, ток катушки  $L$  проходит по цепи: диод — переход база-эмиттер транзистора  $T_1$ ; при этом  $T_1$  открывается.

В ПН с двумя электродами обратной связи (рисунок 3.85, в) напряжение обратной связи пополам включает и выключает  $T_1$  и  $T_2$ .

Для ПЭДВ с напряжением  $U_B$  выше 10 В выходное сопротивление секций обратной связи не согласуется с выходным сопротивлением усилителя мощности. В этих случаях используют дополнительные согласующие элементы (рисунок 3.85, г).

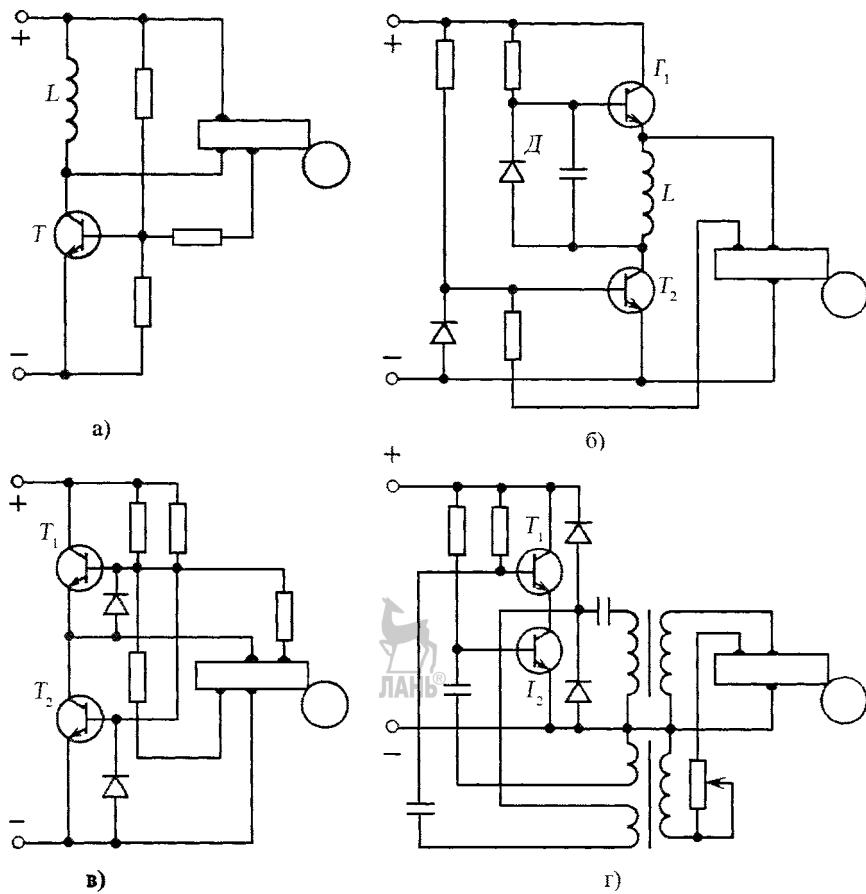


Рисунок 3.85 – Схемы ПН с электромеханической обратной связью

### 3.9. Математические модели исполнительных двигателей СП вращательного движения

Современное состояние компьютерных технологий позволяет иначе рассматривать проблемы разработки сложных технических систем. Широкий спектр пакетов прикладных компьютерных программ способствует существенному расширению возможности инженера, прибегая к помощи моделирования. Одной из наиболее мощных и перспективных программ является Matlab и ее расширение Simulink. В совокупности, данный пакет позволяет проводить самые различные исследования, начиная от математического представления систем и заканчивая макетированием систем в реальном времени.

#### 3.9.1. Моделирование электрических двигателей

##### 3.9.1.1. Асинхронные исполнительные электродвигатели

 Схема обмоток АИД показана на рисунке 3.86 [9]. Двигатель содержит трехфазную обмотку на статоре и трехфазную обмотку на роторе. Обмотки статора подключены к симметричному трехфазному источнику напряжения.

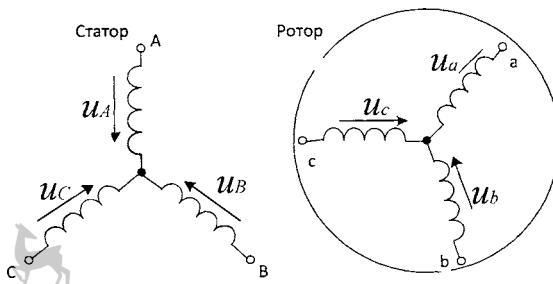


Рисунок 3.86 – Схема обмоток асинхронной электрической машины

Математическое описание такой электрической машины базируется на известных законах; в частности, уравнения равновесия э.д.с. в обмотках статора и ротора базируются на втором законе Кирхгофа.

Для трехфазного двигателя в непреобразованной системе в фазных осях координат статора  $A, B, C$  и ротора  $a, b, c$  матричное дифференциальное уравнение может быть представлено в следующем виде:

$$u = r i + \frac{d}{dt} \Psi, \quad (3.177)$$

где  $u = (u_A \ u_B \ u_C \ u_a \ u_b \ u_c)^T$  – вектор мгновенных значений напряжений на зажимах фаз статора и ротора;  $r = diag(r_A, r_B, r_C, r_a, r_b, r_c)$  – диагональная матрица активных сопротивлений;  $i = (i_A \ i_B \ i_C \ i_a \ i_b \ i_c)^T$  – вектор мгновенных значений токов фаз;  $\Psi(t) = (\Psi_A \ \Psi_B \ \Psi_C \ \Psi_a \ \Psi_b \ \Psi_c)^T$  – вектор мгновенных значений потокосцеплений фаз; « $T$ » – знак транспонирования.

В уравнении (3.177) фигурируют мгновенные напряжения, токи и потокосцепления статора и ротора, а также активные сопротивления обмоток. Поскольку было принято допущение, что обмотки выполняются симметричными, то активное сопротивление статорной обмотки  $r_S$  равно  $r_A = r_B = r_C$ , а активное сопротивление роторной обмотки  $r_R = r_a = r_b = r_c$ .

Вторым используемым законом является закон Ампера, который связывает потокосцепления обмоток с токами, протекающими по обмоткам:

для статора

$$\begin{aligned}\Psi_A &= L_{AA}i_A + L_{AB}i_B + L_{AC}i_C + L_{Aa}i_a + L_{Ab}i_b + L_{Ac}i_c; \\ \Psi_B &= L_{BA}i_A + L_{BB}i_B + L_{BC}i_C + L_{Ba}i_a + L_{Bb}i_b + L_{Bc}i_c; \\ \Psi_C &= L_{CA}i_A + L_{CB}i_B + L_{CC}i_C + L_{Ca}i_a + L_{Cb}i_b + L_{Cc}i_c,\end{aligned}\quad (3.178)$$

для ротора

$$\begin{aligned}\Psi_a &= L_{aA}i_A + L_{aB}i_B + L_{aC}i_C + L_{aa}i_a + L_{ab}i_b + L_{ac}i_c; \\ \Psi_b &= L_{bA}i_A + L_{bB}i_B + L_{bC}i_C + L_{ba}i_a + L_{bb}i_b + L_{bc}i_c; \\ \Psi_c &= L_{cA}i_A + L_{cB}i_B + L_{cC}i_C + L_{ca}i_a + L_{cb}i_b + L_{cc}i_c.\end{aligned}\quad (3.179)$$

Уравнения (3.178), (3.179) показывают, что потокосцепление каждой обмотки зависит от токов во всех обмотках. Эти зависимости проявляются через взаимоиндукцию. В формулах (3.178), (3.179)  $L_{AA}, L_{BB}, L_{CC}, L_{aa}, L_{bb}, L_{cc}$  являются собственными индуктивностями соответствующих обмоток, а все остальные – взаимоиндуктивностями между соответствующими обмотками.

При анализе и моделировании асинхронного ЭД для описания пространственного движения ротора используется второй закон Ньютона – закон равновесия моментов на валу ЭД:

$$J \frac{d\omega_m}{dt} \pm M_H = M_{\mathcal{E}}, \quad (3.180)$$

где  $J$  – момент инерции на валу двигателя, учитывающий инерционность ротора ЭД, так и приведенной к валу ротора инерционности рабочего органа и механической передачи, кг·м<sup>2</sup>;  $\omega_m$  – угловая скорость вращения ротора (вала ЭД), рад/с;  $M_H$  – момент сопротивления (нагрузки), Н·м;  $M_{\mathcal{E}}$  – электромагнитный момент, Н·м.

Четвертым законом, лежащим в основе анализа ЭД, является закон, сформулированный Ленцем как правило левой руки. Этот закон связывает векторные величины электромагнитного момента, потокосцепления и тока, т.е.

$$M_{\mathcal{E}} = k(\Psi \times i). \quad (3.181)$$

Система уравнений (3.177) – (3.181) описывает процессы электромеханического преобразования энергии в трехфазном ЭД.

Следует заметить, что, несмотря на полное и строгое математическое описание, использование уравнений (3.177) – (3.181) для исследования асинхронного ЭД встречает ряд трудностей: наличие векторных величин в уравнениях (3.180) и (3.181); общее количество уравнений равно 16; поскольку коэффициенты взаимоиндукции между обмотками статора и ротора являются функциями угла поворота ротора относительно статора, то уравнения (3.178), (3.179) имеют переменные коэффициенты; уравнение (3.181) является нелинейным, поскольку содержит в себе перемножение переменных.

Достаточно эффективным инструментом упрощения математического описания асинхронной машины является метод пространственного вектора [9, 53, 55]. Он позволяет существенно упростить и сократить выше описанную систему уравнений, приводя ее к единому виду с векторными переменными состояния. Суть метода состоит в том, что мгновенные значения симметричных трехфазных переменных состояния (напряжения, токи, потокосцепления) можно математически преобразовать так, чтобы они были представлены одним пространственным вектором.

На рисунке 3.87 представлена геометрическая интерпретация пространственного вектора тока статора, как вектора на комплексной плоскости с модулем  $I_m$ , врачающегося с угловой скоростью  $\omega$  в положительном направлении. Проекции

вектора  $i_S$  на оси  $A$ ,  $B$ ,  $C$  определяют мгновенные токи в фазах. Это математическое преобразование для тока статора имеет вид

$$i_S = \frac{2}{3}(i_A + ai_B + a^2 i_C), \quad (3.182)$$

где  $a = e^{j\frac{2\pi}{3}}$ ,  $a^2 = e^{j\frac{4\pi}{3}}$  — векторы, учитывающие пространственное смещение обмоток;  $i_A = I_m \cos \omega t$ ,  $i_B = I_m \cos \left(\omega t - \frac{2\pi}{3}\right)$ ,  $i_C = I_m \cos \left(\omega t + \frac{2\pi}{3}\right)$  — трехфазная симметричная система токов статора;  $I_m$  — длина (модуль) пространственного вектора;  $\omega$  — угловая скорость вращения пространственного вектора в положительном направлении. Подстановка в уравнение (3.182) значений мгновенных токов, позволяет математически описать пространственный вектор статорного тока:

$$i_S = \frac{2}{3} I_m \left( \cos \omega t + e^{j\frac{2\pi}{3}} \cos \left(\omega t - \frac{2\pi}{3}\right) + e^{j\frac{4\pi}{3}} \cos \left(\omega t + \frac{2\pi}{3}\right) \right) = I_m e^{j\omega t}. \quad (3.183)$$

Аналогично пространственными векторами можно представить все напряжения, токи и потокосцепления, входящие в уравнения (3.177) – (3.179).

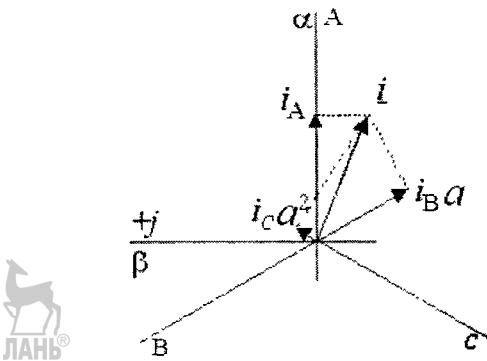


Рисунок 3.87 – Пространственный вектор тока

Преобразование уравнения (3.177) осуществляется умножением на  $\frac{2}{3}$  для первого выражения, на  $\frac{2}{3}a$  — для второго, на  $\frac{2}{3}a^2$  — для третьего, а затем сложением раздельно для статора и ротора:

$$\begin{aligned} u_S &= r_S i_S + \frac{d}{dt} \Psi_S; \\ u_R &= r_R i_R + \frac{d}{dt} \Psi_R; \\ \Psi_S &= L_S i_S + L_m(\vartheta) i_R; \\ \Psi_R &= L_m(\vartheta) i_S + L_R i_R, \end{aligned} \quad (3.184)$$

где  $L_S, L_R$  — соответственно полные индуктивности статора и ротора,  $L_m(\vartheta)$  — взаимная индуктивность между статором и ротором.

Таким образом, вместо двенадцати уравнений (3.177) – (3.179) получено четыре уравнения (3.184).

Переменные коэффициенты взаимной индукции в уравнениях для потокосцеплений (3.184) являются результатом того, что уравнения равновесия э.д.с. для статора записаны в неподвижной системе координат, связанной со статором, а

уравнения равновесия э.д.с. ротора записаны во вращающейся системе координат, связанной с ротором. Метод пространственного вектора позволяет переписать эти уравнения в единой системе координат, вращающейся с произвольной угловой скоростью  $\omega_k$ . В этом случае уравнения (3.184) преобразуют к виду [26]

$$\begin{aligned} u_S &= r_S i_S + \frac{d}{dt} \Psi_S + j\omega_k \Psi_S; \\ u_R &= r_R i_R + \frac{d}{dt} \Psi_R + j(\omega_k - p\omega_m) \Psi_R; \\ \Psi_S &= L_S i_S + L_m i_R; \\ \Psi_R &= L_m i_S + L_R i_R, \end{aligned} \quad (3.185)$$

где  $p$  – число пар полюсов в ЭД.

В уравнениях (3.185) все коэффициенты являются величинами постоянными, имеют определенный физический смысл и могут быть определены по паспортным данным двигателя либо экспериментально.

Система уравнений (3.185) представляет собой математическое описание электрической части асинхронного ЭД. Механическая часть ЭД, в свою очередь, описывается выражением (3.181), из которого видно, что момент  $M_{\mathcal{E}}$  является векторным произведением любой пары векторов из  $\Psi$  и  $i$ . Из (3.185) следует, что таких пар может быть шесть  $(i_S, i_R)$ ,  $(\Psi_S, \Psi_R)$ ,  $(i_S, \Psi_S)$ ,  $(i_S, \Psi_R)$ ,  $(i_R, \Psi_S)$  и  $(i_R, \Psi_R)$ .

Часто при рассмотрении используется потокосцепление взаимоиндукции  $\Psi_m = L_m(i_R + i_S)$ . В этом случае появляются еще четыре возможности представления электромагнитного момента ЭД через пары  $(i_S, \Psi_m)$ ,  $(i_R, \Psi_m)$ ,  $(\Psi_S, \Psi_m)$ ,  $(\Psi_R, \Psi_m)$ . После выбора той или иной пары уравнение момента приобретает определенность, а количество уравнений в системе (3.185) сокращается до двух. Кроме того, в уравнениях (3.180) и (3.181) векторные величины момента могут быть заменены их модульными значениями. Это является следствием того, что пространственные векторы токов и потокосцеплений расположены в плоскости, перпендикулярной оси вращения, а векторы момента и угловой скорости совпадают с осью. В качестве примера приводится запись уравнений момента через некоторые пары переменных состояния ЭД:

$$\begin{aligned} M_{\mathcal{E}} &= \frac{3}{2} p L_m \operatorname{mod}(i_S \times i_R); \\ M_{\mathcal{E}} &= \frac{3}{2} p \operatorname{mod}(\Psi_S \times i_S); \\ M_{\mathcal{E}} &= \frac{3}{2} p k_R \operatorname{mod}(\Psi_R \times i_S). \end{aligned} \quad (3.186)$$

Уравнения (3.185) напряжений результирующих векторов получены для координатных осей, вращающихся с произвольной скоростью, и представляют собой наиболее простой и общий вид уравнений Кирхгофа для обобщенной схемы асинхронного ЭД. В таком виде уравнения применяются редко. Наибольший интерес представляют уравнения в координатных осях  $\alpha$ ,  $\beta$ , когда  $\omega_k = 0$ , и в координатных осях  $u, v$ , когда  $\omega_k = \omega$ , которые широко используются для исследования синхронных ЭД, а также в осях  $d, q$ , вращающихся с произвольной угловой скоростью  $\omega_k$ .

Для последнего случая уравнения электромеханического преобразования энергии имеют вид [10]



$$\begin{aligned}
 u_{Sq} &= r_S i_{Sq} + \frac{d}{dt} \Psi_{Sq} + \omega_k \Psi_{Sd}; \\
 u_{Sd} &= r_S i_{Sd} + \frac{d}{dt} \Psi_{Sd} - \omega_k \Psi_{Sq}; \\
 u_{Rq} &= r_R i_{Rq} + \frac{d}{dt} \Psi_{Rq} + (\omega_k - p\omega_m) \Psi_{Rd}; \\
 u_{Rd} &= r_R i_{Rd} + \frac{d}{dt} \Psi_{Rd} - (\omega_k - p\omega_m) \Psi_{Rq}; \\
 M_3 &= \frac{3}{2} p(\Psi_{Sd} i_{Sq} - \Psi_{Sq} i_{Sd}); \\
 \frac{d}{dt} \omega_m &= J^{-1}(M_3 \pm M_H),
 \end{aligned} \tag{3.187}$$



где

$$\begin{aligned}
 \Psi_{Sq} &= L_S i_{Sq} + L_m i_{Rq}; \quad \Psi_{Sd} = L_S i_{Sd} + L_m i_{Rd}; \\
 \Psi_{Rq} &= L_R i_{Rq} + L_m i_{Sq}; \quad \Psi_{Rd} = L_R i_{Rd} + L_m i_{Sd}; \\
 L_S &= L_{IS} + L_m; \quad L_R = L_{IR} + L_m;
 \end{aligned} \tag{3.188}$$

$L_{IS}$  – приведенная индуктивность рассеяния ротора, Гн;  $L_{IR}$  – индуктивность рассеяния статора, Гн.

Уравнения (3.187), (3.188) представляют собой наиболее общую модель АИД в произвольно вращающейся системе координат  $d, q$ . Из них получаются уравнения в системе координат  $\alpha, \beta$ , если в (3.187) подставить  $\omega_k = 0$ , или уравнения в осях  $u, v$  – если в (3.187) считать что  $\omega_k = \omega$ . Именно это математическое описание лежит в основе модели виртуального АИД в библиотеке SimPowerSystem пакета программ Matlab&Simulink [9, 10].

Для проведения исследований переменные, входящие в уравнения модели, удобно разделить на переменные, значения которых зависят от типа двигателя, но в течение времени моделирования остаются постоянными, и на переменные, значения которых в течение времени моделирования изменяются. Результат разделения приведен в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Группы переменных модели АИД

Переменные, имеющие постоянное значение	Переменные, изменяющие свое значение
$r_S, r_R, L_S, L_R, L_m, L_{IS}, L_{IR}$	$u_{Sq}, u_{Sd}, i_{Sq}, i_{Sd}, u_{Rq}, u_{Rd}, i_{Rq}, i_{Rd}$
$p, J$ .	$\omega_k, \omega_m, M_c$ .

Переменные, не изменяющие свое значение, используются как параметры модели, а изменяющиеся в процессе моделирования переменные – как входные и выходные данные.

Схема АИД с короткозамкнутым ротором получается из обобщенной схемы, если обмотки ротора замкнуть накоротко. При этом в общих уравнениях (3.187) следует считать  $u_{Rq} = u_{Rd} = 0$ .

На рисунке 3.88 показаны пиктограммы блоков SimPowerSystem, моделирующих работу АИД с фазным и короткозамкнутым ротором.

При моделировании работы АИД с помощью средств SimPowerSystem также удобно использовать модели других устройств силовой энергетики, таких как трехфазные источники напряжения, измерители токов, напряжений, мощности и т.п. [54].

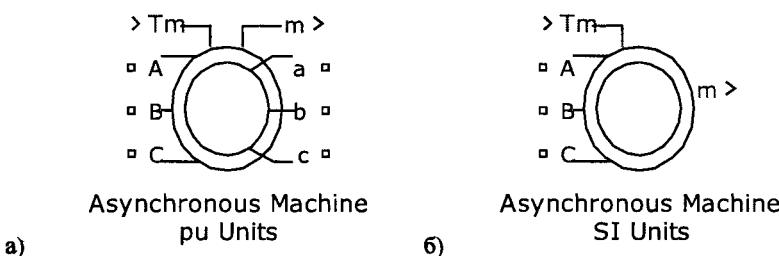


Рисунок 3.88 – Пиктограммы блоков АИД в SimPowerSystem:  
АИД с фазным ротором (а); АИД с короткозамкнутым ротором (б)

Simulink-модель для исследования АИД с короткозамкнутым ротором при прямом пуске показана на рисунке 3.89.

Данная модель содержит:

- исследуемый трехфазный АИД (блок *Asynchronous Machine*);
- источник переменного трехфазного напряжения (блок *Three-Phase Source*);
- блок *Display* для количественного представления угловой скорости вращения и момента на валу двигателя и блок *Scope* для наблюдения осциллограмм тока ротора и статора, а также скорости и момента АИД;
- блок *Step* для задания механического момента нагрузки на валу двигателя.

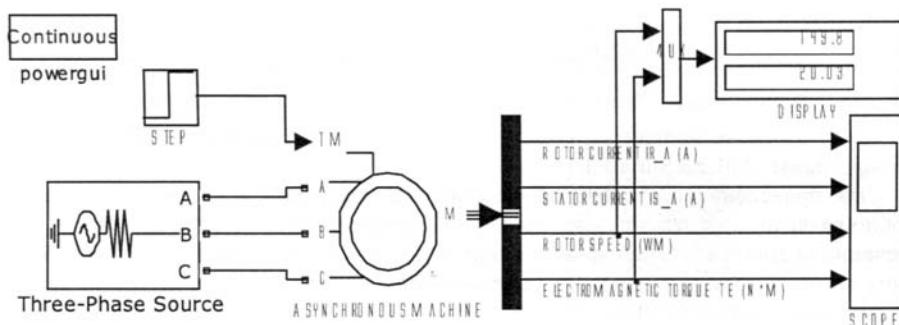


Рисунок 3.89 – Simulink-модель прямого пуска АИД с короткозамкнутым ротором

Блок *Asynchronous Machine* моделирует АИД в двигательном и генераторном режимах. Режим работы определяется знаком электромагнитного момента.

Порты модели *A*, *B* и *C* являются выводами статорной обмотки, а порты *a*, *b* и *c* – обмотки ротора АИД. Порт *Tm* предназначен для ввода значения момента сопротивления движению. На выходном порту *m* формируется векторный сигнал, состоящий из 21 параметра: токов, потоков и напряжений ротора и статора в неподвижной и вращающейся системах координат, электромагнитного момента, угловой частоты вращения вала, а также его углового положения. Для удобства извлечения переменных АИД из этого вектора используется шина *Bus Selector*.

Окно ввода параметров модели АИД показано на рисунке 3.90. Здесь задаются параметры модели, имеющие постоянные значения (см. таблицу 3.1):

- *Rotor Type* – тип ротора, в выпадающем меню этого поля можно задать либо короткозамкнутый (*Squirrel Cage*), либо фазный ротор (*Wound*);
- *Reference frame* – система отсчета при анализе. Значение параметра выбирается из списка: *Rotor* – неподвижная относительно ротора, *Stationary* – неподвижная относительно статора, *Synchronous* – вращающаяся вместе с полем;

- Nominal Power, Voltage (line-line) and frequency – мощность, Вт,名义льное действующее линейное напряжение, В, и частота питающей сети, Гц;
- Stator resistance and inductance – активное сопротивление статора  $r_S$ , Ом, и индуктивность статора  $L_{IS}$ , Гн;
- Rotor resistance and inductance – активное сопротивление ротора  $r_R$ , Ом, и индуктивность ротора  $L_{IR}$ , Гн;
- Mutual inductance – параметры ветви намагничивания  $L_m$ , Гн;
- Inertia, friction factor and pole pairs – момент инерции  $J$ , кг·м<sup>2</sup>, коэффициент трения  $F$ , Н·м·с, число пар полюсов  $p$ ;
- Initial condition – начальные условия для моделирования (скольжение, положение ротора, токи статора и ротора и их начальные фазы).

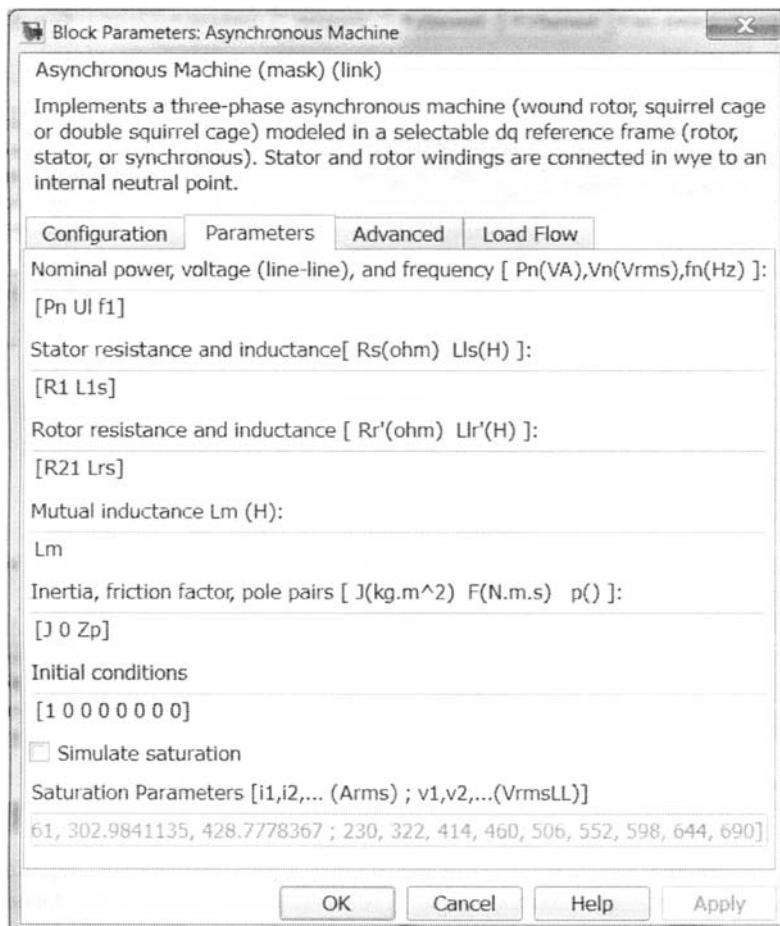


Рисунок 3.90 – Окно настройки параметров блока *Asynchronous Machine*

Параметры двигателя частично берутся из паспортных данных, частично рассчитываются на основе схем замещения.

Блок Three-Phase Voltage Source моделирует трехфазный источник напряжения. Он включает в себя три источника переменного напряжения, соединенных в звезду с нулевым проводом или без него. Каждая фаза обладает внутренним активно-индуктивным сопротивлением. Внутренние сопротивления всех фаз источ-

ника одинаковы. Окно настройки параметров источника питания показано на рисунке 3.91. В полях задаются:

- *Phase-to-phase voltage* – значение линейного напряжения, В;
- *Phase angle of phase A* – начальная фаза напряжения в фазе, град;
- *Frequency* – частота источника в Гц;
- соединение фаз источника. Значение выбирается из списка: «Y» – звезда, «Yn» – звезда с нулевым проводом, «Yg» – звезда с заземленной нейтралью;
- *Source resistance*, *Source inductance* – внутреннее сопротивление, Ом, и индуктивность источника, Гн.



Рисунок 3.91 – Окно настройки параметров трехфазного источника питания

При настройке параметров универсального блока измерения переменных АИД в выпадающем меню поля *Machine Type* задается тип АИД, а флажками выбираются переменные для измерения.

**Пример.** Моделируется пуск АИД со следующими номинальными параметрами мощность – 3 кВт, скорость вращения – 1430 об/мин, момент на валу двигателя – 20 Н·м, фазное напряжение в обмотках статора – 220 В, частота питающей сети – 50 Гц, число пар полюсов – 2, момент инерции – 0.01134 кг·м<sup>2</sup>. Результаты моделирования прямого пуска АИД показаны на рисунке 3.92. Из приведенных осциллограмм видно, что двигатель разгоняется до номинального режима за 0.1 с, установившееся значение угловой скорости равно 150 рад/с (или ≈ 1432 об/мин), момент на валу двигателя равен 20 Н·м.

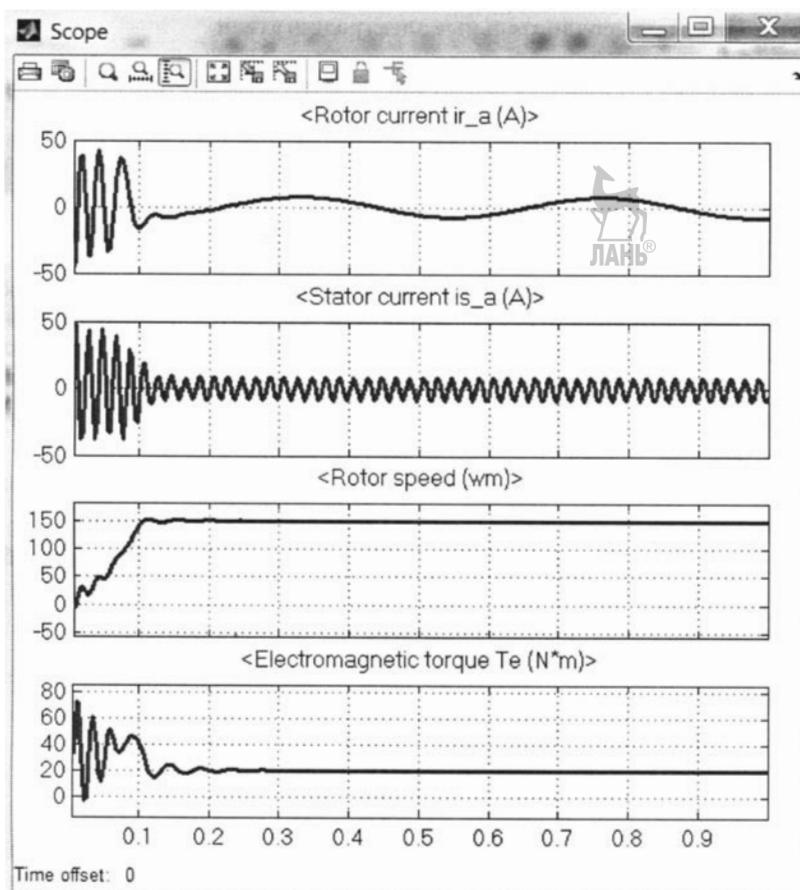


Рисунок 3.92 – Осциллограммы при прямом пуске АИД: тока ротора фазы А, тока статора фазы А, угловой скорости вращения вала, момента, развиваемого двигателем

Аналогичным образом выполняется моделирование АИД с фазным ротором. Simulink-модель виртуальной установки для исследования прямого пуска АИД с фазным ротором приведена на рисунке 3.93. К обмоткам ротора подключена симметричная нагрузка – элементы сопротивления  $R1$ ,  $R2$  и  $R3$ . Остальные блоки модели описаны выше.

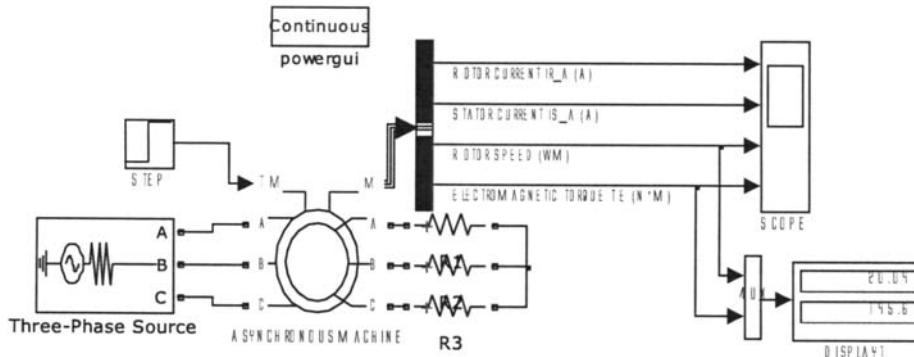


Рисунок 3.93 – Simulink-модель прямого пуска АИД с фазным ротором

### 3.9.1.2. Шаговые исполнительные электродвигатели

В современных СП широкое применение находят шаговые двигатели с постоянными магнитами, реактивные двигатели и гибридные, использующие принципы как реактивного двигателя, так и двигателя с постоянными магнитами [24, 58, 67].

#### 3.9.1.2.1. ШД с постоянными магнитами и гибридного исполнения

Для анализа динамики электромагнитных явлений в ШД используется схема, применимая как к ШД с постоянными магнитами, так и к гибридному ШД (рисунок 3.94) [24]. Две фазы статора в этой схеме обозначены буквами А и В. Ротор имеет  $2 \cdot p$  магнитных полюсов, расположенных через равные угловые расстояния  $\pi/p$ , статор содержит полюсы с обмотками, расположенные через равные интервалы  $\lambda$  (шаг зубцов).

Число шагов за один оборот ротора связано с числом пар полюсов ротора  $p$  и числом фаз статора  $m$  следующим соотношением:  $n_S = 2 \cdot p \cdot m$ .

Для гибридного ШД, число пар полюсов  $p$  в два раза меньше числа зубцов ротора. Угол шага равен:

$$\Delta\theta = \frac{2\pi}{n_S}.$$

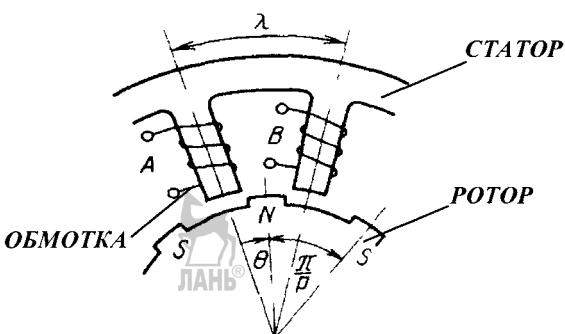


Рисунок 3.94 – Модель ШД с постоянным магнитом, используемая при анализе динамики электромагнитных явлений

Общее уравнение, связывающее напряжение и ток в  $j$ -ой фазе, базируется на втором законе Кирхгофа и имеет вид [69]

$$u_j = -e_j + r \cdot i_j + \frac{d}{dt} \Psi_j, \quad (3.189)$$

где  $r$  – активное сопротивление  $j$ -ой фазы статора;  $\Psi_j$  – потокосцепление  $j$ -ой фазы;  $e_j$  – э.д.с., индуцируемая в каждой обмотке, может быть представлена в виде

$$e_j = -W \cdot \frac{d}{dt} \Phi,$$

где  $W$  – число витков фазы;  $\Phi$  – магнитный поток ротора.

Вводится допущение, что магнитное поле в воздушном зазоре имеет синусоидальный вид, а максимальное значение потокосцепления, создаваемое постоянным магнитом, равно  $\Phi_M$ . Так как в рассматриваемой модели угол  $\theta$  определяется относительно середины полюса фазы, и магнитный поток  $\Phi$  ротора имеет синусоидальное распределение в зависимости от угла  $\theta$ , то для э.д.с. получаем

$$e_j = -w \cdot \frac{d}{dt} (\Phi_M \cdot \cos(p \cdot \theta + \theta_{j0})) = p \cdot w \cdot \Phi_M \cdot \sin(p \cdot \theta + \theta_{j0}) \cdot \frac{d}{dt} \theta = \\ = p \cdot w \cdot \Phi_M \cdot \sin(p \cdot \theta + \theta_{j0}) \cdot \omega_m.$$

Здесь  $\theta_{j0}$  – положение  $j$ -ой обмотки на статоре;  $\omega_m$  – угловая скорость вращения вала (ротора) двигателя.

Вторым используемым законом является закон Ампера, который связывает потокосцепления обмоток статора с токами, протекающими по обмоткам:

$$\Psi_j = L_j \cdot i_j + \Psi_{VS}, \quad (3.190)$$

где  $L_j$  – индуктивность  $j$ -ой обмотки;  $\Psi_{VS}$  – составляющая потокосцепления, учитывающая явление взаимной индукции.

С учетом предположения, что магнитное поле имеет синусоидальную форму, момент, создаваемый при прохождении тока  $i_j$  по  $j$ -ой обмотке, выражается формулой [24, 58, 67, 69]

$$M_j = -p \cdot W \cdot \Phi_M \cdot i_j \cdot \sin(p \cdot \theta + \theta_{j0}) = -K_M \cdot i_j \cdot \sin(p \cdot \theta + \theta_{j0}),$$

где  $K_M = p \cdot W \cdot \Phi_M$  – постоянная момента двигателя.

Результирующий электромагнитный момент определяется суммой моментов, создаваемых каждой из фаз, т.е.:

$$M_{\mathcal{E}} = \sum_j M_j.$$

Для описания пространственного движения ротора используется второй закон Ньютона – закон равновесия моментов на валу ЭД

$$J \cdot \frac{d}{dt} \omega_m = M_{\mathcal{E}} \pm M_H - D \cdot \omega_m, \quad (3.191)$$

где  $M_H$  – момент нагрузки на валу двигателя;  $D$  – коэффициент вязкого трения;  $J$  – момент инерции на валу двигателя.

**Пример.** Рассматривается двухфазный ШД с ротором в виде постоянного магнита, схема которого показана на рисунке 3.95 [58]. Для рассматриваемого примера  $p = 1$ ,  $m = 2$ ,  $\lambda = \pi/2$ , обмотки фаз одинаковы, т.е. обладают одинаковым активным сопротивлением  $R$  и индуктивностью  $L$ .

Уравнения для напряжения в обмотках А и В статора:

$$u_A = r \cdot i_A + L \cdot \frac{d}{dt} i_A + L_{AB} \cdot \frac{d}{dt} i_B - K_M \cdot \sin \theta \cdot \omega_m; \\ u_B = r \cdot i_B + L \cdot \frac{d}{dt} i_B + L_{AB} \cdot \frac{d}{dt} i_A - K_M \cdot \sin(\theta - \pi/2) \cdot \omega_m,$$



или, используя формулу синуса суммы двух углов во втором уравнении, получаем

$$u_A = r \cdot i_A + L \cdot \frac{d}{dt} i_A + L_{AB} \cdot \frac{d}{dt} i_B - K_M \cdot \sin \theta \cdot \omega_m; \\ u_B = r \cdot i_B + L \cdot \frac{d}{dt} i_B + L_{AB} \cdot \frac{d}{dt} i_A + K_M \cdot \cos \theta \cdot \omega_m. \quad (3.192)$$

Уравнения движения ротора

$$J \cdot \frac{d}{dt} \omega_m = -K_M \cdot i_A \sin \theta + K_M \cdot i_B \cos \theta - M_C - D \cdot \omega_m; \\ \frac{d}{dt} \theta = \omega_m. \quad (3.193)$$

Необходимо заметить, что некоторого упрощения модели можно достичь, пренебрегая взаимной индукцией, т.е. приняв в (3.192)  $L_{AB} \equiv 0$ . Тогда

$$\begin{aligned} u_A &= r \cdot i_A + L \cdot \frac{d}{dt} i_A - K_M \cdot \sin \theta \cdot \omega_m; \\ u_B &= r \cdot i_B + L \cdot \frac{d}{dt} i_B + K_M \cdot \cos \theta \cdot \omega_m. \end{aligned} \quad (3.194)$$

Уравнения (3.193), (3.194) представляют собой математическую модель динамики двухфазного ШД с постоянными магнитами и гибридного ШД. Именно такая модель реализована в пакете инженерных программ Matlab&Simulink для моделирования двухфазного ШД с постоянными магнитами [61, 68].

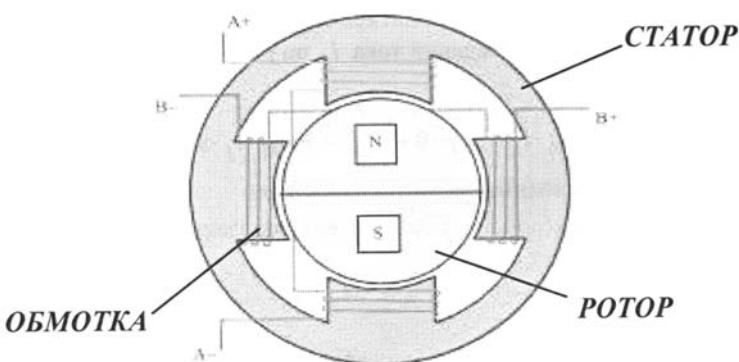


Рисунок 3.95 – Схема двухфазного ШД с постоянными магнитом на роторе

Переменные, входящие в уравнения модели ШД, можно разделить на две группы (см. таблицу 3.2): переменные, значения которых зависят от типа двигателя, но в течение времени моделирования остаются постоянными; переменные, значения которых в течение времени моделирования изменяются. Переменные, не изменяющие свое значение, используются как параметры модели, а изменяющиеся в процессе моделирования переменные – как входные и выходные данные.

Таблица 3.2 – Группы переменных модели двухфазного ШД

Переменные, имеющие постоянное значение	Переменные, изменяющие свое значение
$r, L, K_M, D, p, J.$	$u_A, u_B, i_A, i_B, \theta, \omega_m, M_C.$



На рисунке 3.96 показана пиктограмма блока ШД библиотеки SimPowerSystem, моделирующего работу ШД, и окно настройки его параметров.

Поля настройки данной модели ШД имеют такие значения:

– *Motor type* – здесь задается тип ШД, возможны два варианта: *Permanent-magnet/Hybrid* – ШД с постоянными магнитами или гибридный, *Variable reluctance* – реактивный ШД;

- *Number of phases* – число фаз: можно выбрать 2, 3, 4 или 5 фаз;
- *Winding inductance* – индуктивность  $L$  каждой фазной обмотки, Гн;
- *Winding resistance* – сопротивление  $R$  каждой фазной обмотки, Ом;
- *Step angle* – угол одного шага ротора, град;
- *Maximum flux linkage* – максимальное потокосцепление  $\Psi$ , создаваемое магнитами, Вб;

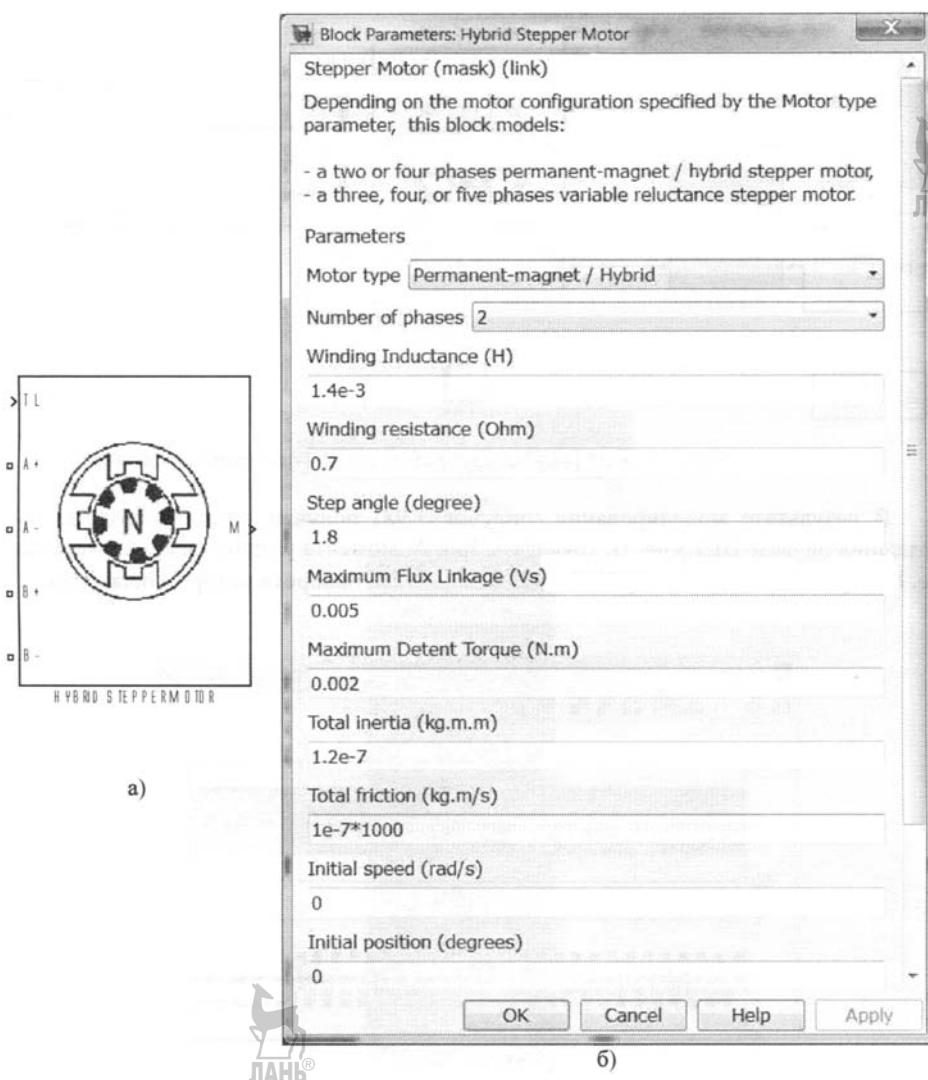


Рисунок 3.96 – Пиктограмма блока ШД в SimPowerSystem (а) и окно настройки параметров блока (б)

- *Maximum detent torque* – максимальный крутящий момент  $Tdm$ , Н·м;
- *Total inertia* – момент инерции  $J$  ротора двигателя с нагрузкой, кг·м<sup>2</sup>;
- *Total friction* – коэффициент вязкого трения двигателя с нагрузкой, кг·м/с;
- *Initial speed* – начальная угловая скорость вращения ротора  $\omega_0$ , рад/с;
- *Initial position* – начальное положение ротора  $\theta_0$ , град.

Simulink-модель для исследования работы двухфазного ШД с постоянными магнитами показана на рисунке 3.97. Данная модель содержит:

- блок *Signal Builder* – задатчик управляющего сигнала;
- блок *Driver* – моделирует работу драйвера ШД;
- блок *28 VDC* – источник питания ШД;
- блок *Load torque* – моделирует нагрузку на валу ШД;
- блок *Hybrid stepper motor* – моделирует работу гибридного ШД.

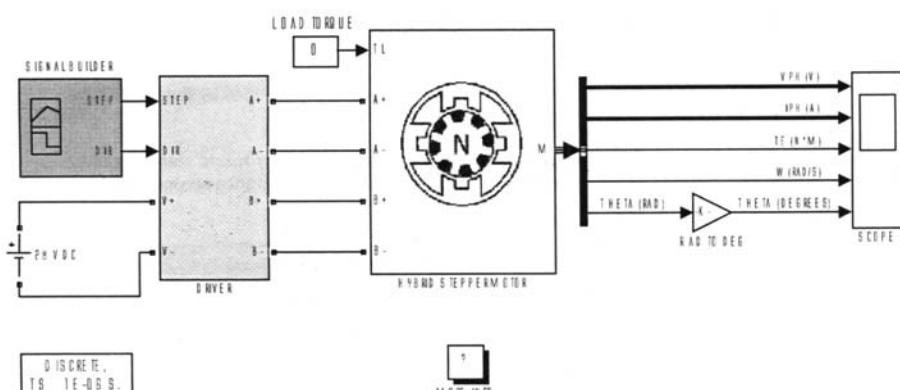


Рисунок 3.97 – Simulink-модель пуска двухфазного ШД с постоянным магнитом

В результате моделирования (рисунок 3.98) получены осциллограммы напряжения на фазе ШД  $V_{ph}$ , тока фазы  $I_{ph}$ , момента развиваемого двигателем  $T_e$ , Н·м, угловой скорости вращения  $\omega$ , рад/с и угла поворота ротора  $\Theta$ , град.

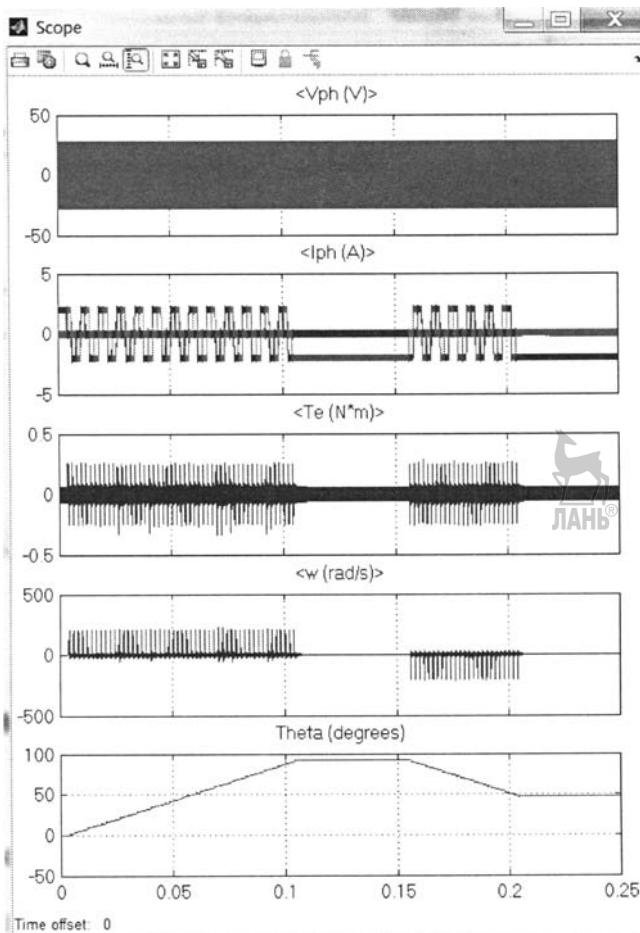


Рисунок 3.98 – Результаты моделирования работы двухфазного гибридного ШД

### 3.9.1.2.2. Реактивный шаговый двигатель

Анализ динамики электромагнитных явлений в реактивных ШД выполняется на основе модели однопакетного двигателя, представленного на рисунке 3.99 [24]. Как и ранее, две фазы в этой модели обозначены буквами А и В, статор состоит из идентичных полюсов и обмоток, расположенных через равные интервалы  $\lambda$ , но ротор, в свою очередь, имеет  $2 \cdot p$  зубцов.

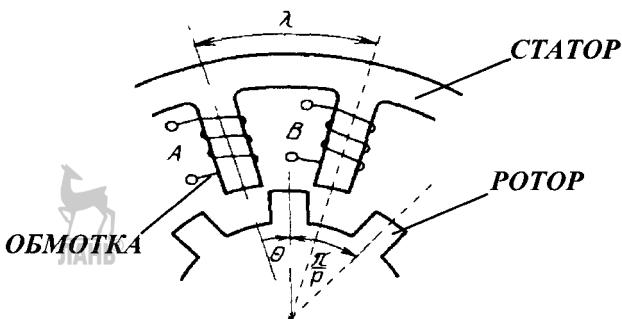


Рисунок 3.99 – Модель реактивного ШД, используемая при анализе динамики электромагнитных явлений

Уравнение баланса напряжений для  $j$ -ой фазы статора, основанное на втором законе Кирхгофа, имеет вид (3.189), в котором э.д.с.  $e_j \equiv 0$  [58]:

$$u = r \cdot i_j + \frac{d}{dt} \Psi_j. \quad (3.195)$$

Потокосцепление  $\Psi_j$  вычисляется по формуле (3.190), в которой индуктивности и взаимные индуктивности обмоток фаз, как функции угла вращения ротора, могут быть аппроксимированы синусоидальной зависимостью [66, 67]:

$$\begin{aligned} L_j(\theta) &= L_{0j} + L_{1j} \cdot \cos(2 \cdot p \cdot (\theta - \lambda \cdot (j-1))), \quad j = 1, 2, \dots, m; \\ L_{jk}(\theta) &= -L_{0jk} + L_{1jk} \cdot \cos(2 \cdot p \cdot (\theta - \lambda \cdot (k+j-2)/2)), \quad k = 1, 2, \dots, m, \end{aligned} \quad (3.196)$$

где  $L_{0j}$  – среднее значение индуктивности  $j$ -ой фазы;  $L_{1j}$  – максимальное отклонение индуктивности  $j$ -ой фазы. Аналогичные обозначения приняты и для взаимной индуктивности между  $j$ -ой и  $k$ -ой фазами. Знак минус перед  $L_{0jk}$  в (3.196) показывает, что положительный ток в одной из обмоток создает отрицательное потокосцепление в другой.

Для описания пространственного движения ротора используется уравнение равновесия моментов на валу ЭД (3.191). В этом уравнении результирующий электромагнитный момент, создаваемый токами  $i_j$ , определяется суммой моментов [58, 66]

$$M_{\Theta} = \sum_j \sum_k M_{jk}; \quad k, j = 1, 2, \dots, m,$$

где  $M_{jk}$  – момент, при  $k \neq j$ , определяемый влиянием тока  $i_k$  на  $j$ -ю обмотку;

$$M_{jk} = i_j i_k \cdot \frac{d}{d\theta} L_{jk}(\theta),$$

а при  $k = j$  – момент, создаваемый при прохождении тока  $i_j$  по  $j$ -ой обмотке:

$$M_{jk} = 0.5 \cdot i_j^2 \cdot \frac{d}{d\theta} L_j(\theta).$$

Соотношения (3.191), (3.197) и (3.190), (3.195), (3.196) представляют собой общие соотношения для описания механических и электрических процессов в реактивном шаговом двигателе, соответственно. Для упрощения математической модели явлением взаимной индуктивности можно пренебречь, т.е.  $L_{jk}(\theta) \equiv 0$ .

**Пример.** Рассматривается четырехфазный реактивный ШД с  $p = 3$ ,  $m = 4$ ,  $\lambda = \pi/4$ , схема которого показана на рисунке 3.100 [24]. Предполагается, что обмотки фаз одинаковы, т.е. обладают одинаковым активным сопротивлением  $R$  и индуктивностью  $L$ . Фазы, обозначенные буквами A, B, C и D, имеют номера соответственно 1, 2, 3 и 4.

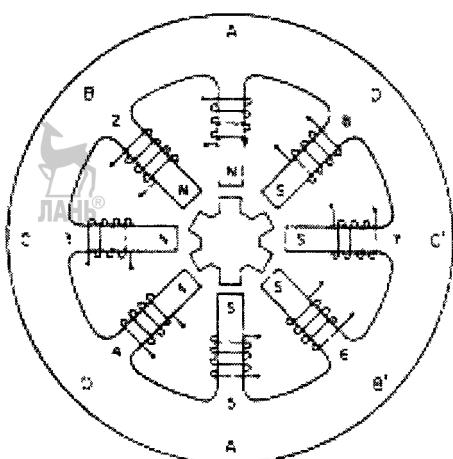


Рисунок 3.100 – Четырехфазный реактивный ШД

Уравнения для напряжения в обмотках статора получаются из (3.195):

$$\begin{aligned} u_A &= r \cdot i_A + \frac{d}{dt} \Psi_A; \quad u_B = r \cdot i_B + \frac{d}{dt} \Psi_B; \\ u_C &= r \cdot i_C + \frac{d}{dt} \Psi_C; \quad u_D = r \cdot i_D + \frac{d}{dt} \Psi_D; \\ \Psi_j &= \sum_k L_{jk} \cdot i_k; \quad k, j = A, B, C, D. \end{aligned}$$

На основании (3.196) соотношения для индуктивностей и взаимных индуктивностей всех четырех фаз имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} L_A(\theta) &= L_{0A} + L_{1A} \cdot \cos(6 \cdot \theta); \\ L_B(\theta) &= L_{0B} + L_{1B} \cdot \cos(6 \cdot \theta + \pi/2); \\ L_C(\theta) &= L_{0C} + L_{1C} \cdot \cos(6 \cdot \theta + \pi); \\ L_D(\theta) &= L_{0D} + L_{1D} \cdot \cos(6 \cdot \theta + 3\pi/2); \\ L_{AB}(\theta) &= -L_{0AB} + L_{1AB} \cdot \cos(6 \cdot \theta - 3\pi/4); \\ L_{AC}(\theta) &= -L_{0AC} + L_{1AC} \cdot \cos(6 \cdot \theta + \pi/2); \\ L_{AD}(\theta) &= -L_{0AD} + L_{1AD} \cdot \cos(6 \cdot \theta - \pi/4); \\ L_{BC}(\theta) &= -L_{0BC} + L_{1BC} \cdot \cos(6 \cdot \theta - \pi/4); \\ L_{BD}(\theta) &= -L_{0BD} + L_{1BD} \cdot \cos(6 \cdot \theta + \pi); \\ L_{CD}(\theta) &= -L_{0CD} + L_{1CD} \cdot \cos(6 \cdot \theta + \pi/4). \end{aligned}$$

### Уравнения движения ротора

$$J \frac{d}{dt} \omega_m = M_{\mathcal{E}} \pm M_H - D \omega_m,$$

$$\frac{d}{dt} \theta = \omega_m,$$

где

$$M_{\mathcal{E}} = 0.5 \left( i_A^2 \cdot \frac{d}{d\theta} L_A(\theta) + i_B^2 \cdot \frac{d}{d\theta} L_B(\theta) + i_C^2 \cdot \frac{d}{d\theta} L_C(\theta) + i_D^2 \cdot \frac{d}{d\theta} L_D(\theta) \right) + \\ + i_A i_B \cdot \frac{d}{d\theta} L_{AB}(\theta) + i_A i_C \cdot \frac{d}{d\theta} L_{AC}(\theta) + i_A i_D \cdot \frac{d}{d\theta} L_{AD}(\theta) + \\ + i_B i_C \cdot \frac{d}{d\theta} L_{BC}(\theta) + i_B i_D \cdot \frac{d}{d\theta} L_{BD}(\theta) + i_C i_D \cdot \frac{d}{d\theta} L_{CD}(\theta).$$

Пиктограмма Simulink-блока данного ШД показана на рисунке 3.96, а окно настройки параметров приведено на рисунке 3.101, в котором имеются следующие поля для ввода параметров ШД.

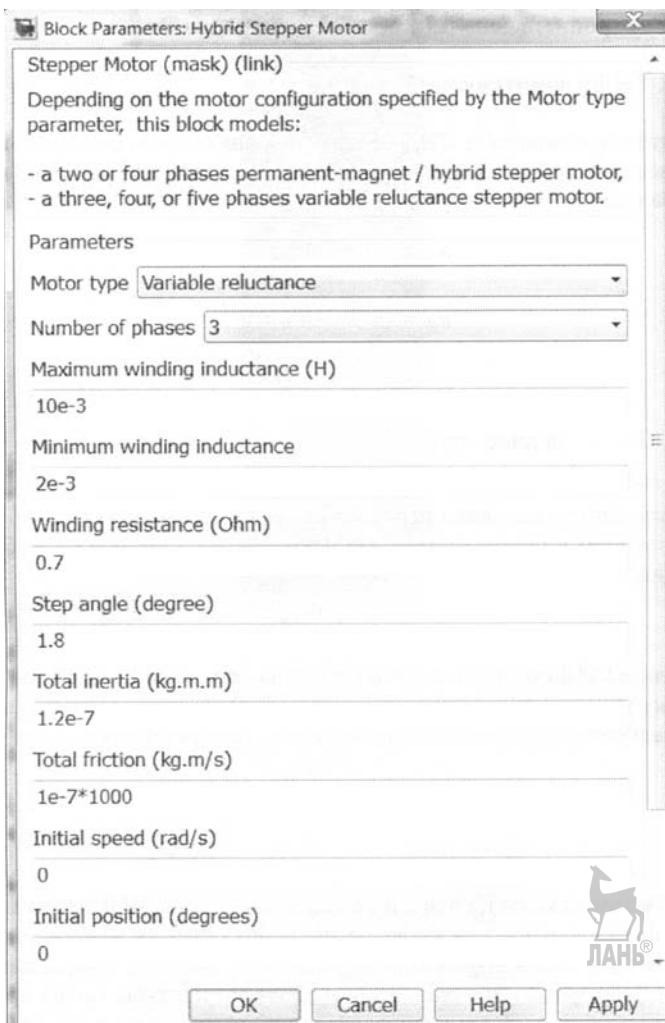


Рисунок 3.101 – Окно настройки параметров реактивного ШД

- *Motor type* – здесь задается тип ШД, возможны два варианта: *Permanent-magnet/Hybrid* – ШД с постоянными магнитами или гибридный, *Variable reluctance* – реактивный ШД;
- *Number of phases* – число фаз, можно выбрать 2, 3, 4 или 5 фаз;
- *Maximum winding inductance* – максимальная индуктивность  $L_{\max}$  каждой фазной обмотки, Гн;
- *Minimum winding inductance* – минимальная индуктивность  $L_{\min}$  каждой фазной обмотки, Гн;
- *Winding resistance* – сопротивление  $R$  каждой фазной обмотки, Ом;
- *Step angle* – угол одного шага ротора, град;
- *Total inertia* – полный момент инерции  $J$  двигателя с нагрузкой, кг·м<sup>2</sup>;
- *Total friction* – коэффициент вязкого трения двигателя с нагрузкой, кг·м/с;
- *Initial speed* – начальная скорость вращения ротора  $\omega_0$ , рад/с;
- *Initial position* – начальное положение ротора  $\theta_0$ , град.

### 3.9.1.3. Синхронные исполнительные электродвигатели

#### 3.9.1.3.1. СИД с обмоткой возбуждения

Математическое описание СИД реализуется аналогично асинхронным. Уравнения равновесия э.д.с. на обмотках статора в неподвижной системе координат базируются на втором законе Кирхгофа и имеют вид (3.177):

$$\begin{aligned} u_A &= r i_A + \frac{d}{dt} \Psi_A; \\ u_B &= r i_B + \frac{d}{dt} \Psi_B; \\ u_C &= r i_C + \frac{d}{dt} \Psi_C, \end{aligned} \quad (3.197)$$

где  $\Psi_A$ ,  $\Psi_B$ ,  $\Psi_C$  – полное потокосцепление обмоток фаз А, В, С;  $r_A, i_A$ ,  $r_B, i_B$ ,  $r_C, i_C$  – соответственно активные сопротивления обмоток и токи фаз.

С использованием методики перехода от уравнений в мгновенных значениях (3.197) к уравнениям в пространственных векторах, и с помощью преобразования (3.182) получим

$$u_S = r_S i_S + \frac{d}{dt} \Psi_S.$$

При анализе СИД обычно используют вращающуюся со скоростью вращения ротора систему координат  $d, q$  (рисунок 3.102). При переходе к вращающимся координатам уравнения электрического равновесия преобразуются к виду:

$$\begin{aligned} u_{Sq} &= r_S i_{Sq} + \frac{d}{dt} \Psi_{Sq} + p \omega_m \Psi_{Sd}; \\ u_{Sd} &= r_S i_{Sd} + \frac{d}{dt} \Psi_{Sd} - p \omega_m \Psi_{Sq}. \end{aligned} \quad (3.198)$$

Кроме обмоток статора по оси  $d$  и по оси  $q$  в обычных СИД с роторами любой конструкции по продольной оси также располагают обмотку возбуждения. В синхронных двигателях с явновыраженными полюсами имеются специальные короткозамкнутые демпферные обмотки, которые образуют контуры как по продольной, так и по поперечной осям. Во многих случаях демпферную систему замещают одним контуром по оси  $d$  и одним контуром по оси  $q$ .

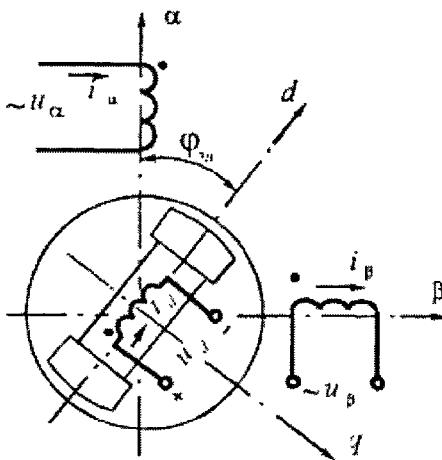


Рисунок 3.102 – Модель СИД во вращающейся системе координат  $d, q$

В итоге уравнения для статорной обмотки (3.198) должны быть дополнены дифференциальными уравнениями контуров:

– возбуждения

$$u_{fq} = r_f i_{fq} + \frac{d}{dt} \Psi_{fq}; \quad (3.199)$$

– демпферного контура по продольной и поперечной осям

$$0 = r_D i_{Dd} + \frac{d}{dt} \Psi_{Dd}; \quad 0 = r_D i_{Dq} + \frac{d}{dt} \Psi_{Dq}. \quad (3.200)$$

Все контуры по продольной оси и все контуры по поперечной оси магнитно связаны между собой. Однако между контурами продольной и поперечной осей магнитная связь отсутствует, так как плоскости их обмоток перпендикулярны.

Потокосцепления каждого из магнитносвязанных контуров зависят от токов всех контуров и определяются следующим образом:

– по оси  $d$

$$\Psi_{Sd} = L_{Sd} i_{Sd} + L_{md} (i_{Dd} + i_f);$$

$$\Psi_{Dd} = L_{Dd} i_{Dd} + L_{md} (i_{Sd} + i_f);$$

$$\Psi_{fd} = L_f i_{fd} + L_{md} (i_{Sd} + i_{Dd});$$

– по оси  $q$

$$\Psi_{Sq} = L_{Sq} i_{Sq} + L_{mq} i_{Dq};$$

$$\Psi_{Dq} = L_{Dq} i_{Dq} + L_{mq} i_{Sq},$$

 где  $L_{Sd}, L_{Sq}, L_{Dd}, L_{Dq}, L_f$  – соответственно индуктивности обмоток статора и обмотки возбуждения по осям  $d$  и  $q$ ;  $L_{md}, L_{mq}$  – взаимные индуктивности обмоток по осям  $d$  и  $q$ .

Электромеханическая часть СИД описывается уравнением равновесия моментов на валу двигателя:

$$J \frac{d\omega_m}{dt} \pm M_H = M_\vartheta. \quad (3.201)$$

где  $M_\vartheta$  – электромагнитный момент, развиваемый двигателем, определяется соотношением

$$M_{\vartheta} = \frac{3}{2} p (\Psi_{Sd} i_{Sq} - \Psi_{Sq} i_{Sd}).$$

В результате полная математическая модель СИД состоит из уравнений (3.198) – (3.201). Для упрощения реализации модели на ПК выполняется разделение переменных (см. табл.3.3).

Таблица 3.3 – Группы переменных модели СИД

Переменные, имеющие постоянное значение	Переменные, изменяющие свое значение
$r_S, r_f, r_D, L_S, L_f, L_D, L_{mq}, L_{md}$	$u_{Sq}, u_{Sd}, i_{Sq}, i_{Sd}, u_f, i_f, i_{Dq}, i_{Dd}$
$p, J.$	$\omega_k, \omega_m, M_C.$

На рисунке 3.103 показан вид диалогового окна ввода параметров и пиктограмма блока из библиотеки SimPowerSystem, моделирующего работу СИД в соответствии с уравнениями (3.198) – (3.201). Порты модели  $A, B$  и  $C$  являются выводами статорной обмотки двигателя. На выходном порту  $m$  формируется векторный сигнал, состоящий из 16 параметров: 1-3 – токи обмотки статора; 4-5 – проекции токов статора на оси  $d$  и  $q$ ; 6-8 – ток возбуждения и проекции токов демпферной обмотки; 9-10 – проекции намагничивающего потока на оси  $d$  и  $q$ ; 11-12 – проекции напряжения статора на оси  $d$  и  $q$ ; 13 – отклонение угла ротора (угол нагрузки); 14 – угловая частота вращения ротора; 15 – электромагнитная мощность; 16 – отклонение угловой скорости вращения ротора.

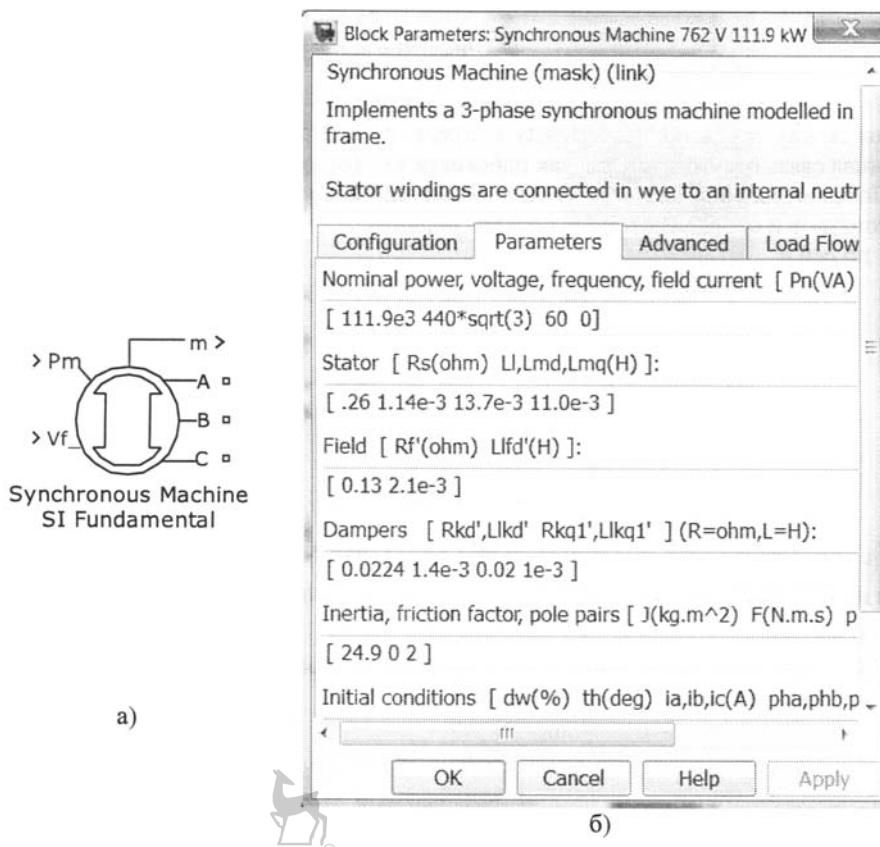


Рисунок 3.103 – Пиктограмма блока СИД (а) и окно ввода параметров (б)

Сигнал, равный механической мощности на валу двигателя, подается на входной порт  $Pm$ , а на входной порт  $Vf$  – сигнал, задающий напряжение обмотки возбуждения.

Окно ввода параметров имеет следующие поля:

- *Rotor type*: *Salient-pole* – явнополюсный ротор; *Round* – неявнополюсный ротор;

- *Nominal power, voltage, frequency, field current* – номинальная полная мощность, Вт, действующее линейное напряжение, В, частота, Гц, номинальный ток возбуждения, А;

- *Stator [Rs Ll, Lmd, Lmq]* – параметры статора: активное сопротивление  $R_s$ , Ом, индуктивность рассеяния  $L_s$ , Гн, индуктивность по продольной  $L_{md}$ , Гн, и поперечной оси  $L_{mq}$ , Гн;

- *Field [Rf Llf]* – параметры обмотки возбуждения ротора: сопротивление  $R_f$ , Ом и индуктивность цепи возбуждения  $L_f$ , Гн;

- *Dampers [Rkd, Lkd, Rkq1, Lkq1]* – приведенные параметры демпферной обмотки: сопротивление и индуктивность по продольной и поперечной осям;

- *Inertia, friction factor and pole pairs* – момент инерции двигателя  $J$ , кг·м<sup>2</sup>, коэффициент трения, Н·м·с и число пар полюсов  $p$ ;

- *Initial condition [dw, th, ia, ib, ic, phA, phB, phC, Vf]* – начальные условия – параметр задается в виде вектора, параметры которого имеют значения:  $dw$  – отклонение угловой частоты вращения,  $th$  – угловое положение ротора,  $ia$ ,  $ib$ ,  $ic$  – начальные значения токов статора,  $phA$ ,  $phB$ ,  $phC$  – начальные фазы токов статора,  $Vf$  – напряжение обмотки возбуждения.

**Пример.** Рассматривается схема моделирования работы СИД в двигательном режиме (рисунок 3.104). В момент времени, равный 1 с, происходит наброс нагрузки. На рисунке 3.105 приведены графики частоты вращения вала двигателя и активной мощности. Из результатов моделирования видно, что после наброса нагрузки частота вращения двигателя сходится к установленному номинальному значению 1800 об/мин.

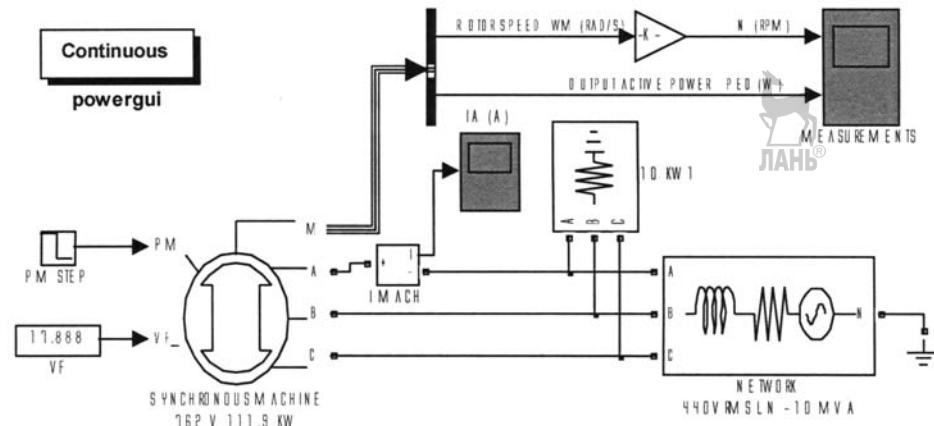


Рисунок 3.104 – Simulink-модель работы СИД в двигательном режиме

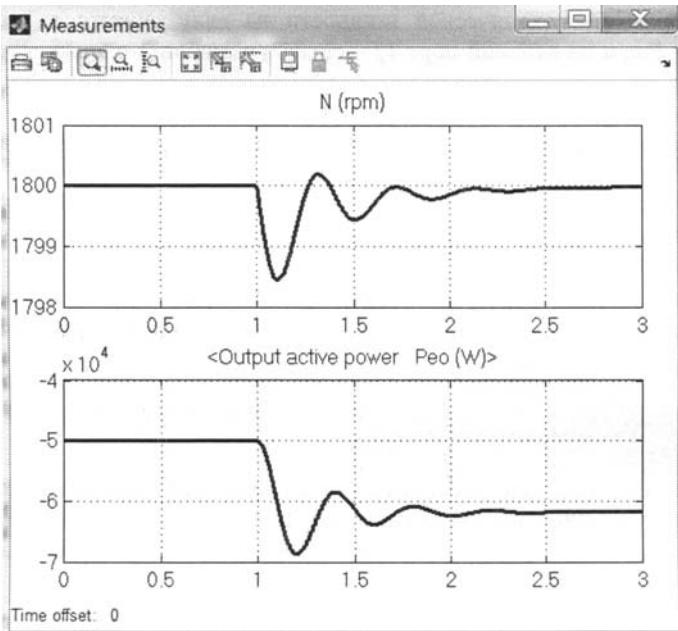


Рисунок 3.105 – Результаты моделирования работы СИД в двигательном режиме

### 3.9.1.3.2. СИД с постоянными магнитами

Уравнения электромагнитной части СИД с постоянными магнитами также рассматриваются в ортогональной синхронной системе координат  $d, q$ , ось  $d$  которой ориентирована по магнитной оси ротора (рисунок 3.102). В этом случае они имеют вид уравнений (3.198), в которых

$$\begin{aligned}\Psi_{Sd} &= L_{Sd} i_{sd} + \Psi_f; \\ \Psi_{Sq} &= L_{Sq} i_{sq},\end{aligned}\quad (3.202)$$

где  $\Psi_f$  – потокосцепление, создаваемое постоянными магнитами.

После подстановки (3.202) в (3.198) и записи полученных соотношений относительно токов статора, получаем

$$\begin{aligned}L_{Sq} \frac{d}{dt} i_{sq} &= u_{Sq} - r_S i_{sq} - p\omega_m L_{Sd} i_{sd}; \\ L_{Sd} \frac{d}{dt} i_{sd} &= u_{Sd} - r_S i_{sd} + p\omega_m L_{Sq} i_{sq} - \omega_k \Psi_f.\end{aligned}\quad (3.203)$$

Электромеханическое уравнение СИД с постоянными магнитами имеет вид (3.201), где электромагнитный момент  $M_3$  определяется выражением

$$M_3 = \frac{3}{2} p(\Psi_f i_{sq} + (L_{Sd} - L_{Sq}) i_{sq} i_{sd}).\quad (3.204)$$

Результирующая математическая модель СИД с постоянными магнитами описывается формулами (3.201), (3.203) и (3.204). Разделение переменных полученной модели приводится в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Группы переменных модели СИД с постоянными магнитами

Переменные, имеющие постоянное значение	Переменные, изменяющие свое значение
$r_s$ , $L_{Sq}$ , $L_{Sd}$ , $\Psi_f$	$u_{Sq}, u_{Sd}, i_{Sq}, i_{Sd}$
$p$ , $J$	$\omega_m$ , $M_C$

На рисунке 3.106 показаны пиктограмма блока, моделирующего работу СИД с постоянными магнитами, и вид диалогового окна ввода параметров модели

#### Параметры блока

- *Stator phase resistance*  $R_s$  – активное сопротивление статора  $r_s$ , Ом;
- *Armature inductance* – индуктивность статора по продольной  $L_{Sd}$  и попечерной оси  $L_{Sq}$ , Гн;
- *Flux linkage established by magnets* – поток возбуждения  $\Psi_f$ , Вб;
- *Inertia, viscous damping, pole pairs, static friction* – момент инерции двигателя  $J$ , кг·м<sup>2</sup>, коэффициент демпфирования  $F$ , Н·м·с, число пар полюсов  $p$  и коэффициент статического трения  $T_f$ , Н·м;
- *Initial conditions* – начальные условия для токов статора, угловой скорости вращения и углового положения ротора.

Порты модели *A*, *B* и *C* являются выводами статорной обмотки двигателя. Входной порт *Tm* служит для задания момента сопротивления на валу двигателя. На выходном порту блока формируется сигнал из 10 параметров 1-3 – токи обмотки статора, 4-5 – проекции токов статора на оси *d* и *q*, 6-7 проекции напряжений статора на оси *d* и *q*, 8 – угловая скорость вращения ротора, 9 – угол поворота ротора, 10 – электромагнитный момент.

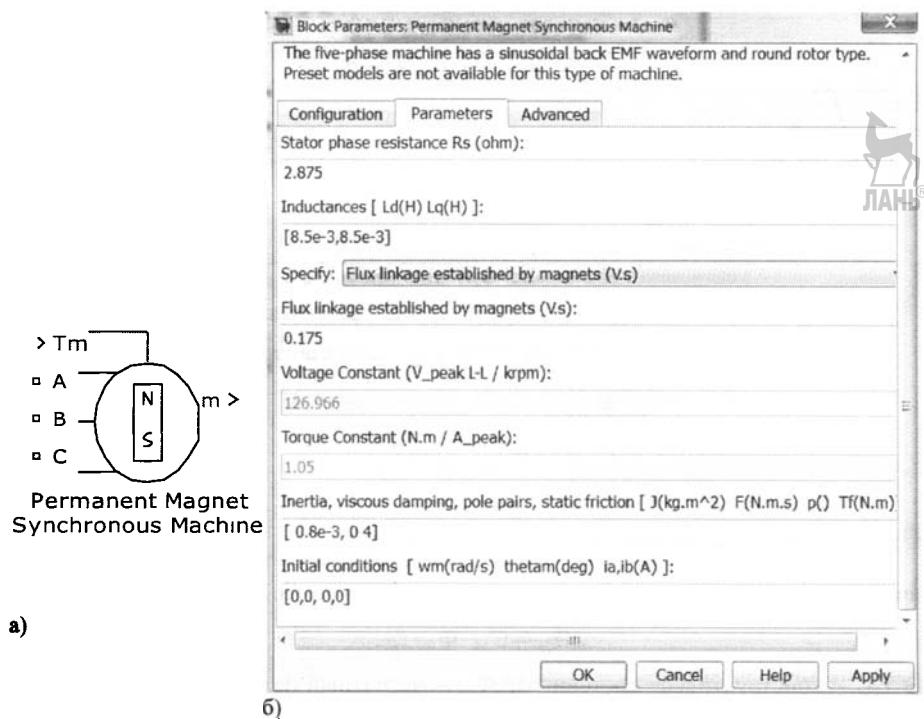


Рисунок 3.106 – Пиктограмма блока СИД с постоянными магнитами (а), окно ввода параметров (б)

**Пример.** Рассматривается схема пуска трехфазного СИД с постоянными магнитами от трехфазного источника питания (см. рисунок 3.107). Графики угловой частоты вращения ротора и электромагнитный момент двигателя показаны на рисунке 3.108.

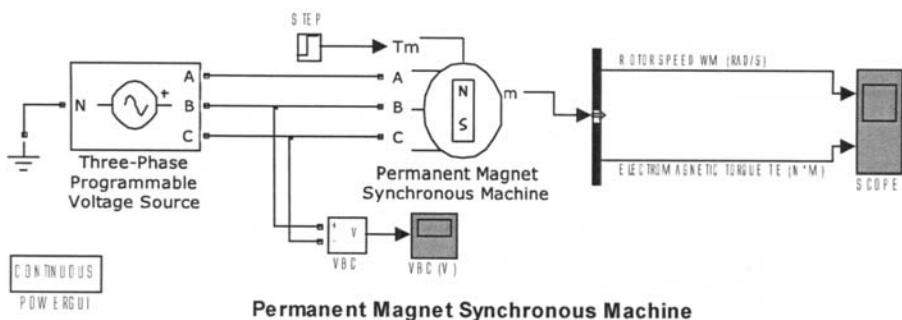


Рисунок 3.107 – Simulink-модель пуска СИД с постоянными магнитами от трехфазного источника

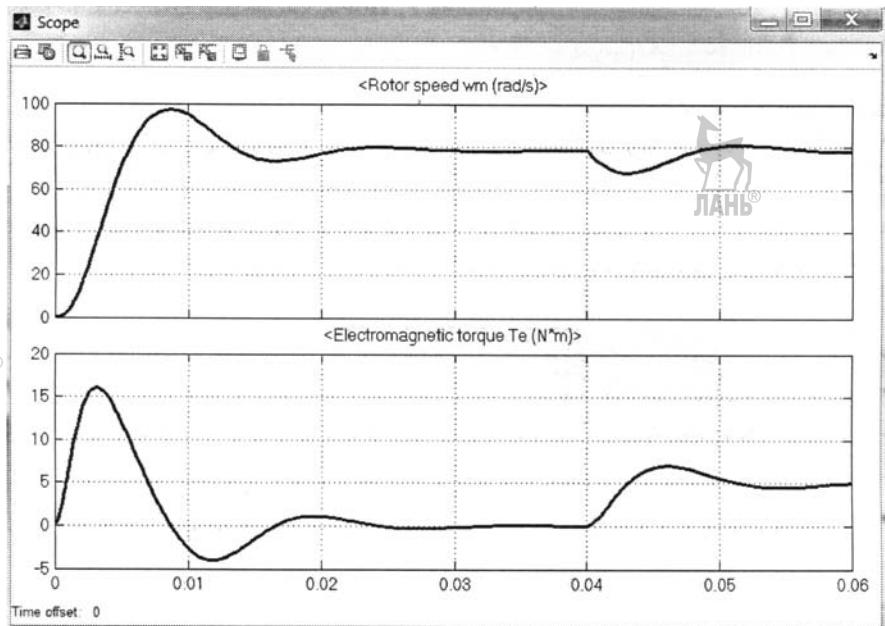


Рисунок 3.108 – Результаты моделирования пуска СИД с постоянными магнитами

### 3.9.1.4. Электродвигатели постоянного тока

Математическое описание ДПТ, как и рассмотренных выше электродвигателей, основано на применении законов механики и электротехники.

Электромеханическая часть ДПТ описывается уравнением (3.180), в котором электромагнитный момент  $M_3$  вычисляется по формуле (3.75)

$$M_3 = C_M \cdot \Phi_B \cdot i_R,$$

где  $C_M$  – конструктивная постоянная;  $\Phi_B$  – магнитный поток возбуждения;  $i_R$  – ток в обмотке якоря, который может быть найден из уравнения

$$u = L_{\mathcal{R}} \frac{di_{\mathcal{R}}}{dt} + R_{\mathcal{R}} \cdot i_{\mathcal{R}} + e, \quad (3.205)$$

где  $u$ ,  $e = C_E \cdot \Phi_B \cdot \omega_m$  – напряжение и э.д.с. якоря;  $L_{\mathcal{R}}, R_{\mathcal{R}}$  – индуктивность и активное сопротивление якорной цепи;  $C_E$  – конструктивная постоянная.

В дополнение к уравнению (3.205) записывается электромагнитное уравнение для цепи возбуждения:

$$u_B = L_B \frac{di_B}{dt} + R_B \cdot i_B, \quad (3.206)$$

где  $L_B$ ,  $R_B$  – индуктивность и активное сопротивление цепи возбуждения;  $u_B$ ,  $i_B$  – напряжение и ток возбуждения. Магнитный поток  $\Phi_B$  определяется через ток возбуждения  $\Phi_B = C_B \cdot i_B$ , где  $C_B$  – конструктивная постоянная.

Итоговые уравнения, которыми описываются электромеханические процессы в двигателе постоянного тока с независимым возбуждением (рисунок 3.41, а), имеют вид:

$$\begin{aligned} u &= L_{\mathcal{R}} \frac{di_{\mathcal{R}}}{dt} + R_{\mathcal{R}} \cdot i_{\mathcal{R}} + e; \\ u_B &= L_B \frac{di_B}{dt} + R_B \cdot i_B; \\ J \frac{d\omega_m}{dt} &= M_{\mathcal{E}} - M_H; \quad \frac{d\theta}{dt} = \omega_m; \\ e &= C_E \cdot \Phi_B \cdot \omega_m; \quad M_{\mathcal{E}} = C_M \cdot \Phi_B \cdot i_{\mathcal{R}}; \quad \Phi_B = C_B \cdot i_B. \end{aligned} \quad (3.207)$$

Уравнения (3.207) удобно представить в операторной форме для дальнейшей реализации в Simulink:

$$\begin{aligned} u &= (T_{\mathcal{R}} \cdot s + 1) \cdot i_{\mathcal{R}} + C_E \cdot C_B \cdot i_B \cdot \omega_m; \\ u_B &= (T_B \cdot s + 1) \cdot i_B; \\ s \cdot T_M \cdot \omega_m &= C_M \cdot C_B \cdot i_B \cdot i_{\mathcal{R}} - M_H; \\ s \cdot \theta &= \omega_m; \quad T_{\mathcal{R}} = \frac{L_{\mathcal{R}}}{R_{\mathcal{R}}}; \quad T_B = \frac{L_B}{R_B}; \quad T_M = \frac{1}{J}. \end{aligned} \quad (3.208)$$

Далее разделим переменные, входящие в уравнения модели ДПТ с независимым возбуждением на переменные, значения которых в течение времени моделирования остаются постоянными, и переменные, значения которых в течение времени моделирования изменяются (см. таблицу 3.5).

Таблица 3.5 – Группы переменных модели ДПТ

Переменные, имеющие постоянное значение	Переменные, изменяющие свое значение
$L_{\mathcal{R}}, R_{\mathcal{R}}, L_B, R_B$	$u, u_B, i_{\mathcal{R}}, i_B$
$C_E, C_M, C_B, J$ .	$\theta, \omega_m, M_H$ .

Simulink-модель, соответствующая уравнениям (3.208), изображена на рисунке 3.109. Данная модель имеет два входа управления:  $u$  – напряжение в цепи якоря;  $u_B$  – напряжение в цепи возбуждения; один вход по возмущению – момент нагрузки  $M_H$ ; четыре выхода – ток якоря  $i_{\mathcal{R}}$ , ток возбуждения  $i_B$ , угол поворота ротора  $\theta$ , угловая скорость вращения ротора  $\omega_m$ .

В ДПТ с параллельным возбуждением (рисунок 3.42, а) напряжение в якорной цепи  $u$  и в цепи возбуждения  $u_B$  равны, следовательно, его математическая модель имеет вид уравнений (3.207), в которых  $u_B = u$ . Выходными параметрами ДПТ в этом случае также являются  $i_R$ ,  $i_A$ ,  $\theta$  и  $\omega_m$ , а вместо трех входных остается только два – напряжение  $u$  момент нагрузки  $M_H$ . Соответствующая Simulink-схема дана на рисунке 3.110.

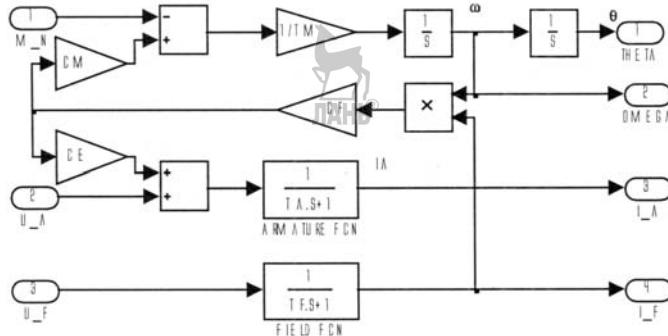


Рисунок 3.109 – Simulink-модель ДПТ с независимым возбуждением

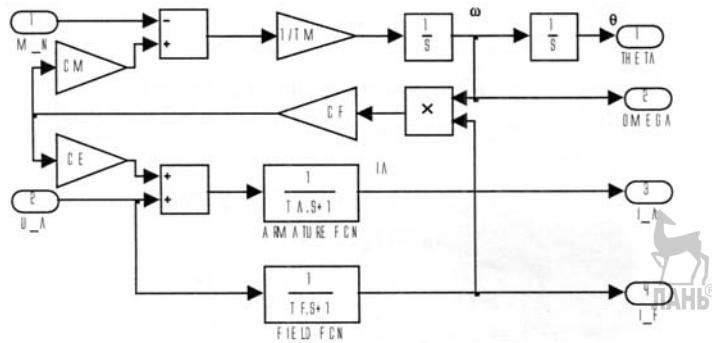


Рисунок 3.110 – Simulink-модель ДПТ с параллельным возбуждением

В ДПТ с последовательным возбуждением ток якоря равен току возбуждения, при этом уравнение электрического контура ДПТ имеет вид:

$$u = (L_R + L_B) \frac{di_R}{dt} + (R_R + R_B) \cdot i_R + e. \quad (3.209)$$

Объединяя уравнение (3.209) и уравнение механической части (3.75) получим математическое описание ДПТ с последовательным возбуждением:

$$\begin{aligned} u &= (L_R + L_B) \frac{di_R}{dt} + (R_R + R_B) \cdot i_R + e; \\ J \frac{d\omega_m}{dt} &= M_E \mp M_H; \end{aligned} \quad (3.210)$$

$$e = C_E \cdot \Phi_B \cdot \omega_m; \quad M_E = C_M \cdot \Phi_B \cdot i_R; \quad \Phi_B = C_B \cdot i_R.$$

Уравнения (3.210) в операторной форме имеют вид:

$$\begin{aligned} u &= (T_R \cdot s + 1) \cdot i_R + C_E \cdot C_B \cdot i_R \cdot \omega_m; \\ s \cdot T_M \cdot \omega_m &= C_M \cdot C_B \cdot i_R^2 - M_H; \\ s \cdot \theta &= \omega_m; \quad T_R = \frac{(L_R + L_B)}{(R_R + R_B)}; \quad T_M = \frac{1}{J}. \end{aligned} \quad (3.211)$$

Simulink-модель, соответствующая системе уравнений (3.211), дана на рисунке 3.111.

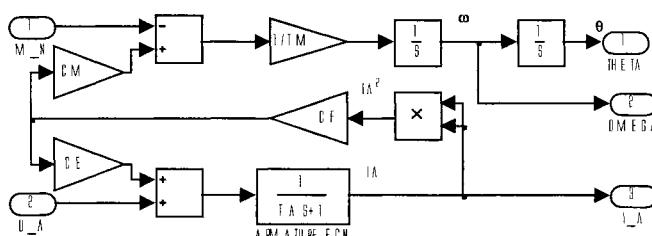


Рисунок 3.111 – Simulink-модель ДПТ с последовательным возбуждением

Для моделирования работы ДПТ в системе Matlab&Simulink, также как и для двигателей переменного тока, можно использовать библиотеку SimPowerSystem с реализованными в ней моделями ДПТ. Пиктограмма такой модели показана на рисунке 3.112, а диалоговое окно ввода параметров этой модели показано на рисунке 3.112, б.

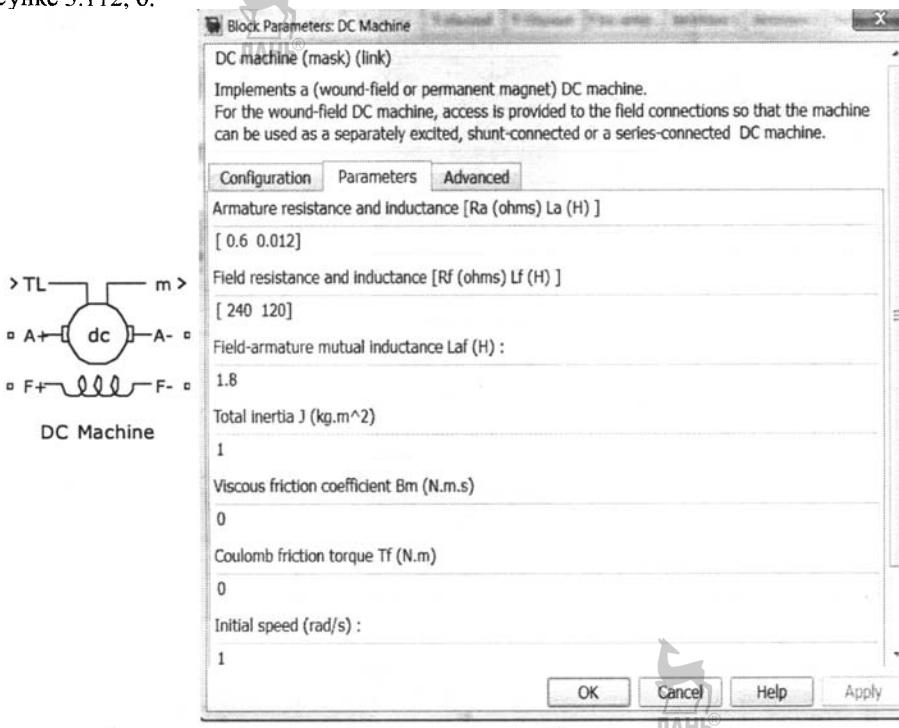


Рисунок 3.112 – Пиктограмма блока ДПТ (а) и окно ввода параметров (б)

Окно ввода параметров имеет следующие поля:

- *Armature resistance and inductance* – сопротивление  $R_A$ , Ом, и индуктивность цепи якоря  $L_A$ , Гн;
- *Field resistance and inductance* – сопротивление  $R_B$ , Ом, и индуктивность цепи возбуждения  $L_B$ , Гн;
- *Field-armature mutual inductance* – взаимная индуктивность между цепью якоря и цепью возбуждения;

- *Total inertia* – полный момент инерции  $J$  двигателя с нагрузкой, кг·м<sup>2</sup>;
- *Viscous friction coefficient* – коэффициент вязкого трения двигателя с нагрузкой, Н м·с;
- *Coulomb friction torque* – величина момента сухого трения  $T_f$ , Н·м;
- *Initial speed* – начальная угловая скорость вращения ротора  $\omega_0$ , рад/с.

**Пример.** На рисунке 3.113 показана Simulink-схема пуска ДПТ с помощью трехступенчатого пускового устройства. Здесь же показаны графики изменения угловой частоты вращения и электромагнитного момента на валу двигателя.

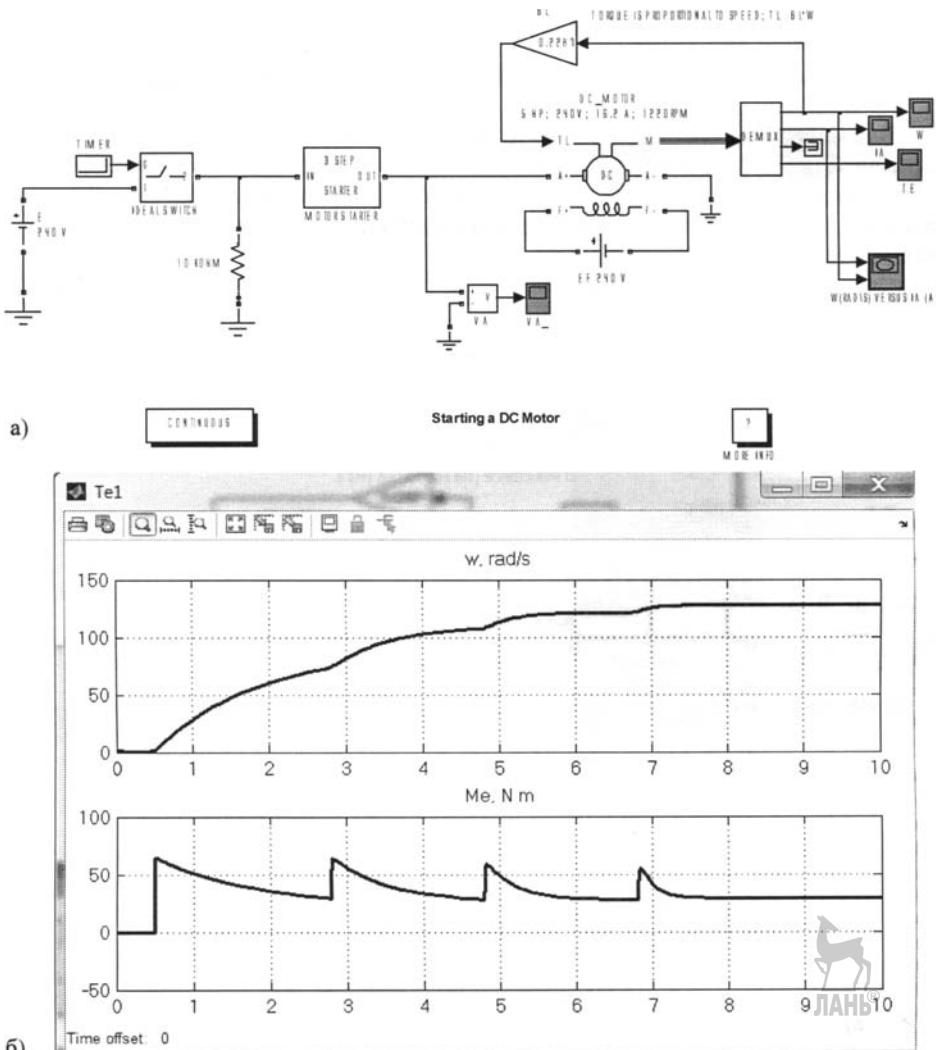


Рисунок 3.113 – Схема пуска ДПТ (а) и графические результаты моделирования (б)

### 3.9.2. Моделирование пневмо- и гидродвигателей

Инженерные расчеты пневматических и гидравлических систем сводятся к определению скоростей и расходов газа или жидкости при наполнении и опорожнении резервуаров (рабочих камер двигателей), а также с их течением по трубопроводам.

проводам, имеющим местные сопротивления. Основные закономерности течения газа такие же, как и для жидкостей, т.е. имеют место ламинарный и турбулентный режимы течения, установившийся и неустановившийся характер течения и все остальные кинематические и динамические характеристики потоков. Ввиду этого динамика работы пневмо- и гидродвигателей имеет идентичное математическое описание.



### 3.9.2.1. Двигатели неполнооборотного действия

Для вывода уравнений математической модели пневматического неполнооборотного двигателя используется расчетная схема, приведенная на рисунке 3.114 [19].

Уравнение движения выходного звена поворотного привода имеет вид:

$$J \frac{d^2\theta}{dt^2} = M_m - M_C; M_m = M_1 - M_2, \quad (3.212)$$

где  $J$  – момент инерции подвижных частей привода;  $\theta$  – угол поворота лопасти;  $M_m$  – крутящий момент;  $M_1$  и  $M_2$  – моменты результирующих сил  $P_{1\Sigma}$  и  $P_{2\Sigma}$  от давлений воздуха  $p_1$  и  $p_2$  соответственно в полости впуска и выхлопа;  $M_C$  – момент сопротивления (нагрузка).

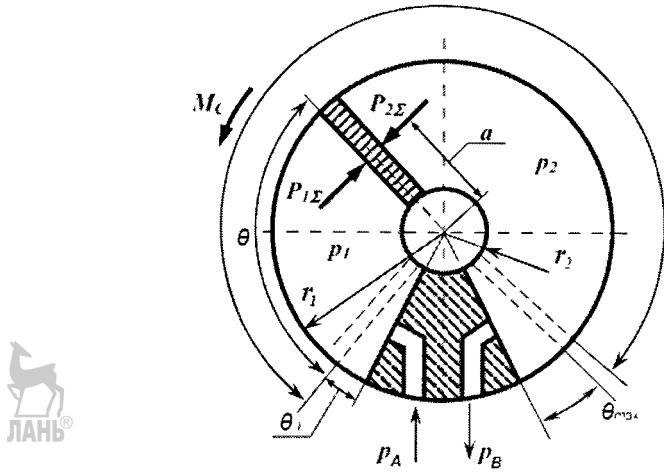


Рисунок 3.114 – Расчетная схема пневматического неполнооборотного двигателя

Момент, создаваемый давлением в полости впуска такого двигателя, определяется выражением

$$M_1 = P_{1\Sigma} a, \quad (3.213)$$

где  $a$  – плечо силы  $P_{1\Sigma}$ , создаваемой давлением рабочего вещества:

$$P_{1\Sigma} = p_1 S, \quad (3.214)$$

где  $S$  – рабочая площадь лопасти, которая определяется в соответствии с расчетной схемой на рисунке 3.114 по формуле

$$S = (r_1 - r_2)b,$$

где  $(r_1 - r_2)$  – длина лопасти;  $b$  – ширина лопасти (в направлении, перпендикулярном рисунку).

На основании уравнения (3.214) суммарная сила

$$P_{1\Sigma} = p_1(r_1 - r_2)b.$$

Плечо  $a$  определяется как расстояние от оси вращения лопасти до ее середины, т.е.

$$a = \frac{r_1 + r_2}{2}.$$

После подстановки значений для  $P_{1\Sigma}$  и  $a$  в исходное уравнение (3.213), выражение для вычисления развиваемого момента  $M_1$  принимает вид

$$M_1 = p_1 b \frac{r_1^2 - r_2^2}{2}.$$

Вводя обозначение

$$K_V = b \frac{r_1^2 - r_2^2}{2},$$

получаем

$$M_1 = p_1 K_V.$$

Аналогично получается зависимость для расчета момента  $M_2$ :

$$M_2 = p_2 K_V.$$

В результате подстановки выражений для моментов в исходное уравнение (3.212), дифференциальное уравнение, описывающее динамику неполнооборотного двигателя приобретает вид:

$$\frac{d^2\Theta}{dt^2} = \frac{K_V}{J}(p_1 - p_2) - \frac{M_C}{J}. \quad (3.215)$$

Для вывода уравнения изменения давления в полости впуска используется ранее полученное уравнение, отражающее первый закон термодинамики:

$$k \cdot R \cdot T_M \cdot G_M \cdot dt = k \cdot p_1 \cdot dV_1 + V_1 \cdot dp_1, \quad (3.216)$$

где  $k$  – показатель адиабаты (коэффициент Пуассона);  $R$  – газовая постоянная, Дж/(кг·К);  $G_M$  – массовый расход, кг/с;  $T_M$  – абсолютная температура газа, К.

Объем рабочей полости  $V_1$  равен произведению площади  $F_{\alpha 1}$  сектора с углом  $\theta + \theta_0$  на ширину лопасти  $b$ :  $V_1 = F_{\alpha 1}b$ . Площадь сектора  $F_{\alpha 1}$ , в соответствии с расчетной схемой на рисунке 3.114, определяется с помощью выражения

$$F_{\alpha 1} = \pi(r_1^2 - r_2^2) \frac{\theta + \theta_0}{2\pi},$$

где  $\theta_0$  – приведенная начальная угловая координата, характеризующая объем вредного пространства.

Окончательно объем полости впуска

$$V_1 = K_V(\theta_0 + \theta).$$

Для упрощения расчетов предполагается, что процесс течения газа близок к изотермическому. В этом случае массовый расход газа в трубопроводе вычисляется по формуле [19]

$$G_M = \frac{f_1 p_A}{\sqrt{RT_M}} \Phi(\sigma, \zeta_1), \quad \Phi(\sigma, \zeta_1) = \sqrt{\frac{1-\sigma^2}{\zeta_1 - 2 \ln \sigma}},$$

где  $p_A$  – уровень давления на входе;  $\sigma = p/p_A$  – относительное давление на входе;  $\zeta_1$  – коэффициент сопротивления входной линии;  $f_1$  – площадь проходного сечения трубопровода.

На практике суммарное сопротивление пневматической линии  $\zeta_1 \gg 2 \ln \sigma$ , в результате слагаемым  $2 \ln \sigma$  можно пренебречь. Окончательно зависимость  $\Phi(\sigma, \zeta_1)$  можно с достаточной для практических расчетов точностью заменить следующим, более простым, выражением:

$$\Phi(\sigma, \zeta_1) = \sqrt{\frac{1 - \sigma^2}{\zeta_1}}.$$

В итоге для изотермического течения газа в трубопроводах получаем следующую формулу для вычисления расхода [19, 39]:



$$G_M = \frac{f_1 p_A}{\sqrt{RT_M \zeta_1}} \sqrt{1 - \sigma^2} = \frac{f_1}{\sqrt{RT_M \zeta_1}} \sqrt{p_A^2 - p_1^2}.$$

Подставляя выражения для составляющих членов, из уравнения (3.216) окончательно имеем

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k \cdot f_1 \sqrt{R \cdot T_M}}{K_V (\theta + \theta_0) \cdot \sqrt{\zeta_1}} \sqrt{p_A^2 - p_1^2} - \frac{kp_1}{\theta + \theta_0} \cdot \frac{d\alpha}{dt}. \quad (3.217)$$

При выводе уравнения изменения давления в выхлопной полости используются аналогичные выкладки. Результирующее уравнение имеет вид (здесь  $p_B$  – давление на выходе) [19]:

$$\frac{dp_2}{dt} = -\frac{k \cdot f_2 \sqrt{R \cdot T_M}}{K_V (\theta_{MAX} - \theta + \theta_0) \cdot \sqrt{\zeta_2}} \left( \frac{p_2}{p_A} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{p_2^2 - p_B^2} + \frac{kp_2}{\theta_{MAX} - \theta - \theta_0} \cdot \frac{d\theta}{dt}. \quad (3.218)$$

Дополнительно вводятся уравнения ограничения по углу:

$$\begin{aligned} \frac{d^2\theta}{dt^2} &= \frac{d\theta}{dt} = 0; \quad \theta = \theta_{MIN}, \text{ если } \theta \leq \theta_{MIN}; \\ \frac{d^2\theta}{dt^2} &= \frac{d\theta}{dt} = 0; \quad \theta = \theta_{MAX}, \text{ если } \theta \geq \theta_{MAX}. \end{aligned} \quad (3.219)$$

Таким образом, математическая модель пневматического неполнооборотного двигателя описывается уравнениями (3.215), (3.217) – (3.219). В таблице 3.6 дано принятое ранее разделение переменных.

Таблица 3.6 – Группы переменных модели неполнооборотного двигателя

Переменные, имеющие постоянное значение	Переменные, имеющие переменное значение в течение времени моделирования
$T_M, k, R, f_1, f_2, p_{10}, p_{20}, \zeta_1, \zeta_2$	$\theta, M_C$
$r_1, r_2, b, \theta_{MAX}, \theta_{MIN}, J, \theta_0$	$p_1, p_2, p_M, p_A$

Подробная Simulink-схема, раскрывающая принцип работы модели рассматриваемого двигателя, дана на рисунке 3.115. Блоки  $p1$  и  $p2$  – подсистемы, моделирующие изменение давлений в полостях впуска и выпускка.

Окно ввода данных этого блока, показанное на рисунке 3.12, имеет три вкладки ввода параметров: параметры двигателя, параметры воздуха и параметры линии питания.

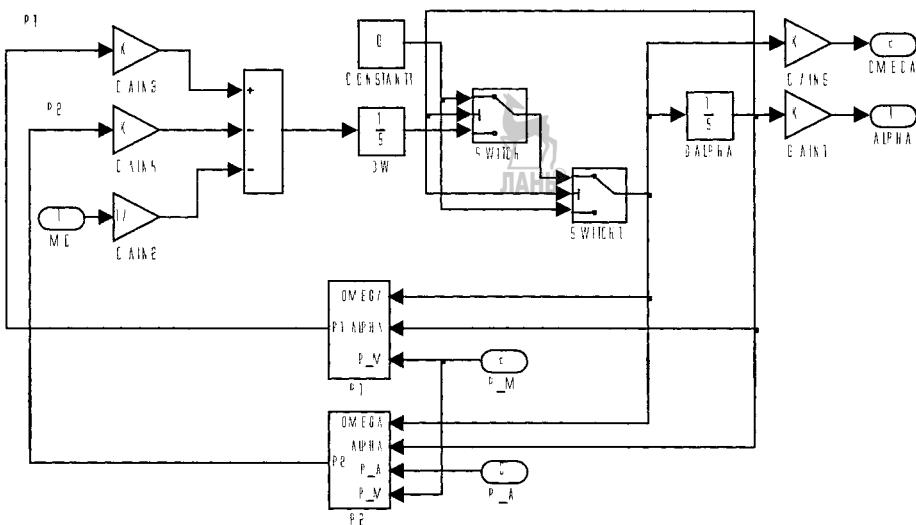


Рисунок 3.115 – Simulink-схема пневматического неполнооборотного двигателя

Для удобства использования разработанные Simulink-схемы моделей можно объединить в отдельный пользовательский блок, который будет иметь свою специальную пиктограмму и меню ввода параметров, созданные пользователем.

Процесс создания собственных блоков (подсистем) называется **маскированием**. Механизм маскирования подсистем позволяет оформить подсистему как полноценный библиотечный блок, т.е. снабдить подсистему собственным окном параметров, пиктограммой, справочной системой и др.

Маскирование подсистем дает пользователю следующие преимущества:

- расширяет возможности пользователя по управлению параметрами модели;
- позволяет создавать более понятный интерфейс подсистемы;
- повышает наглядность блок-диаграммы;
- расширяет возможности построения сложных моделей;
- повышает защищенность модели от несанкционированной модификации.

Для выполнения маскирования имеющейся подсистемы необходимо предварительно выполнить следующие действия:

- определить какие параметры подсистемы должны задаваться пользователем в будущем окне параметров и задать эти параметры в подсистеме с помощью идентификаторов (имен);
- определить каким образом параметр должен задаваться в окне диалога (с помощью строки ввода, выбором из выпадающего списка или установкой флагка);
- разработать эскиз пиктограммы блока;
- создать комментарии (справку) по использованию подсистемы.

Маскирование подсистемы выполняется с помощью *Mask Editor* (редактор маски). Для запуска редактора маски необходимо выделить маскируемую подсистему и выполнить команду *Mask Subsystem...* из меню *Edit*. Можно также воспользоваться контекстным меню. После запуска *Mask Editor* на экран будет выведено окно редактора (рисунок 3.117), имеющее 4 вкладки:

- *Icon* – подготовка пиктограммы (значка) блока;
- *Parameters* – подготовка окна параметров блока;
- *Initialization* – подготовка средства инициализации;
- *Documentation* – подготовка документации по блоку.

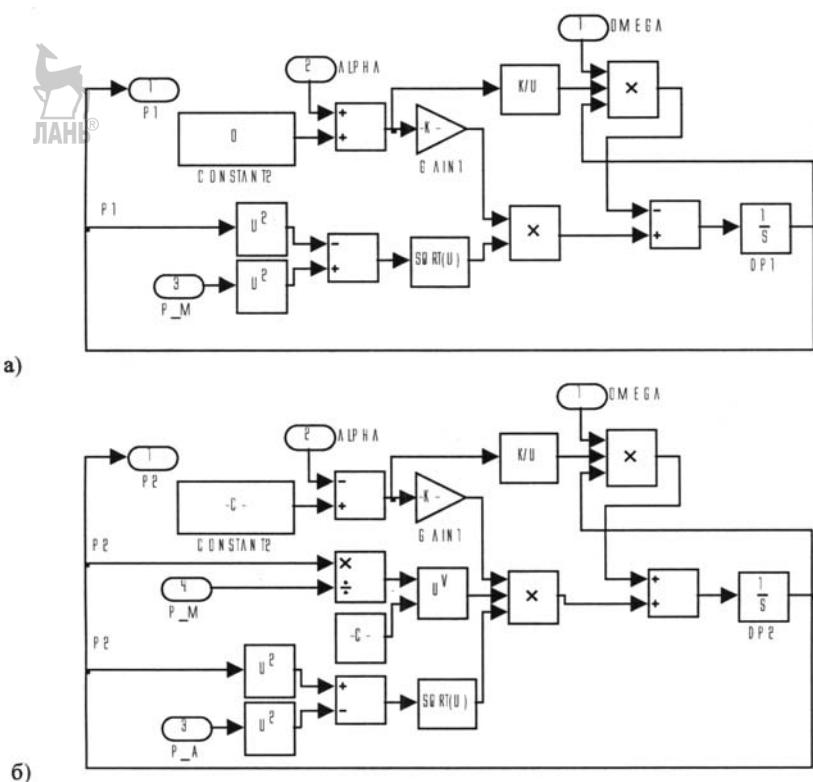


Рисунок 3.116 – Simulink-схемы блоков *p1* (а) и *p2* (б)

Для создания данных окна параметров служит вкладка *Parameters* (рисунок 3.117). При первом открытии вкладка *Parameters* содержит пустой список *Dialog parameters*. Этот список состоит из пяти столбцов:

- *Prompt* – имена используемых в маске блоков;
  - *Type* – типы параметров (выбираются из раскрывающегося списка: *Edit* – редактируемое поле ввода, *Checkbox* – поле для флажка, *PopUp* – раскрывающийся список);
  - *Variable* – имена переменных, несущих значение соответствующих параметров;
  - *Evaluate* – признак исполнения;
  - *Tunable* – признак возможности изменения.
- Для создания этого списка служат четыре кнопки, расположенные слева:
- *Add* – добавить в список новую позицию;
  - *Delete* – стереть выделенную позицию списка;
  - *Up* – поднять выделенную позицию списка вверх;
  - *Down* – опустить выделенную позицию списка вниз.

Вкладка содержит также параметры, имеющие постоянное значение во время моделирования (см. таблица 3.6). Для удобства окно ввода параметров можно разбить на несколько вкладок. Например, для рассматриваемого неполнооборотного ПД можно выделить три вкладки: параметры двигателя, параметры воздуха и параметры линии питания.

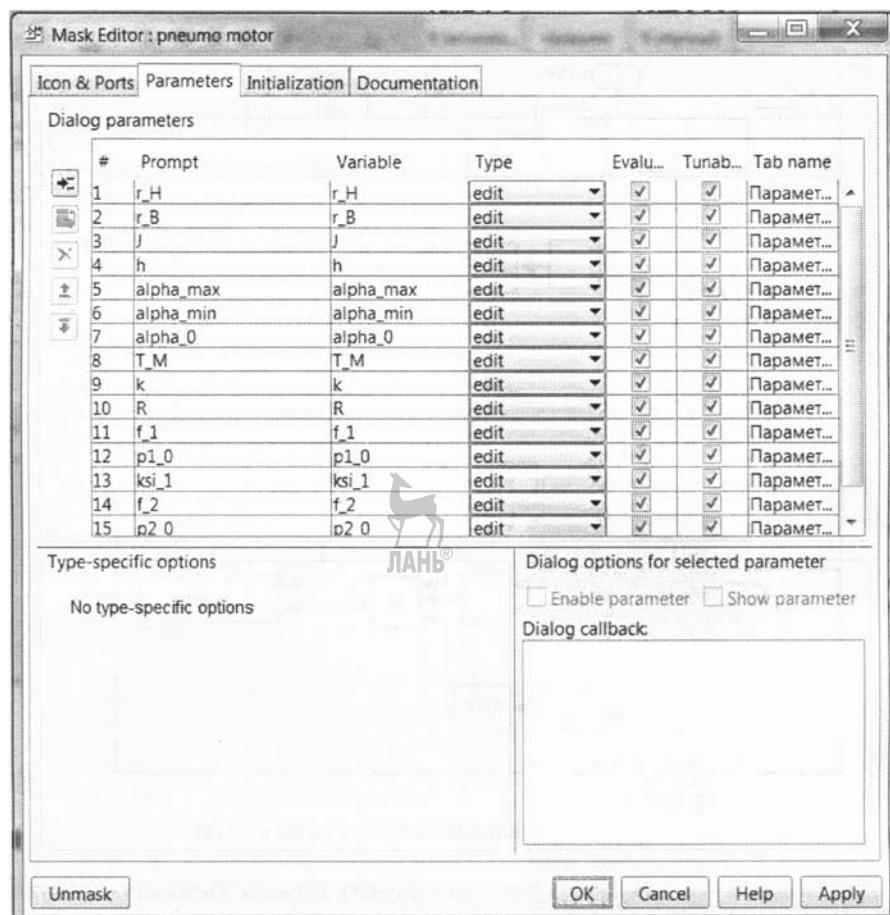


Рисунок 3.117 – Создание диалогового окна ввода параметров пневмодвигателя

Вкладка *Initialization* используется, если это нужно, для задания средств инициализации блока. Эти средства действуют только внутри маскированной подсистемы. Если были определены переменные параметры, то их список появляется в поле *Dialog Variables* – см. рисунок 3.118.

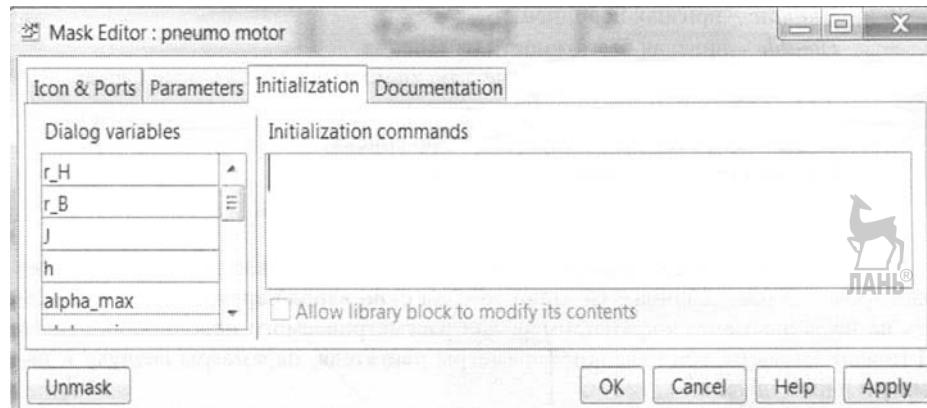


Рисунок 3.118 – Вид вкладки *Initialization* при маскировании подсистемы

Если инициализация не требуется, окно *Initialization commands* можно оставить пустым. Однако, на самом деле, возможности этой вкладки намного выше. В поле *Initialization Commands* можно записать любые выражения на языке системы Matlab, в том числе содержащие условные выражения и переключатели.

Пиктограмма разрабатываемого пользовательского блока создается с помощью вкладки *Icon* (Пиктограмма) редактора маски (рисунок 3.119).

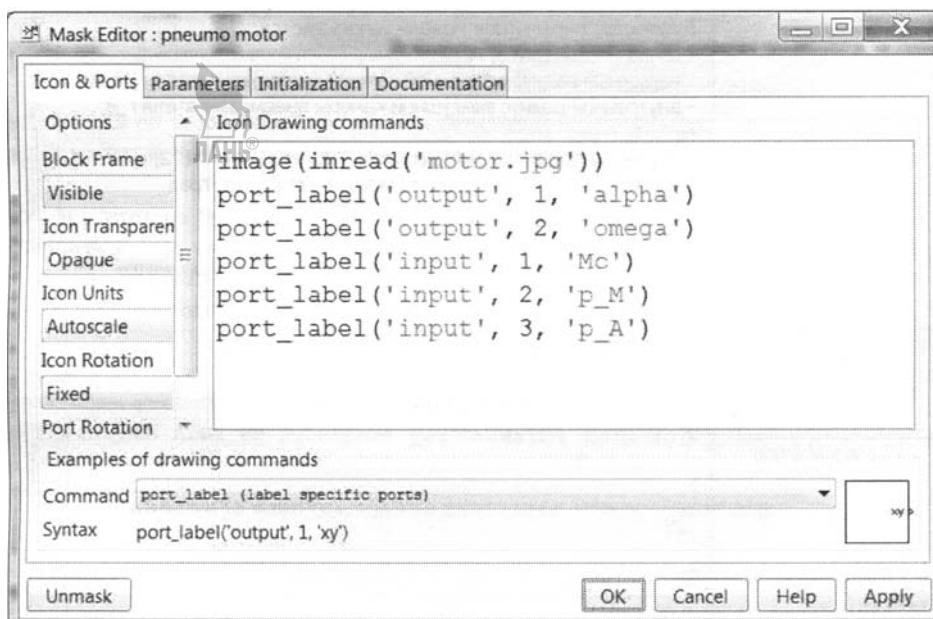


Рисунок 3.119 – Вкладка *Icon* редактора маски

Вкладка содержит следующие элементы:

- *Icon frame* – тип отображения рамки пиктограммы: *Visible* – рамка видна, *Invisible* – рамка не видна;
- *Icon transparency* – задание прозрачности пиктограммы *Opaque* – пиктограмма непрозрачна, *Transparent* – пиктограмма прозрачна.

Если пиктограмма прозрачна, то через новое изображение будет просматриваться старое. Иногда это бывает полезно например, если старое изображение содержит входные и выходные порты и их подписи, то они будут видны на новой пиктограмме;

*Icon rotation* – задание возможности вращения пиктограммы: *Rotate* – пиктограмма может вращаться, *Fixed* – ее положение фиксировано;

*Drawing coordinates* – задание условий масштабирования и типа графики: *Autoscale* – автоматическое масштабирование, *Normalized* – нормализованное масштабирование, *Pixel* – представление графики в пикселях.

Пиктограмму в Simulink можно создать, используя практически любой графический редактор или файл графического формата, который поддерживается системой Matlab. В число таких файлов входят файлы хорошо известных форматов PCX, JPG, TIF, BMP и др. Для загрузки подобного файла служит графическая команда `image(imread('имя_файла.ип_файла'))`. В качестве пиктограммы разрабатываемого блока неполнооборотного ПД используем стандартное обозначение на пневматических схемах.

В результате, после создания и добавления блока неполнооборотного ПД в Simulink-модель, последующего наведения указателя манипулятора на пиктограм-

му блока (рисунок 3.120, а) и двойного нажатия левой клавиши манипулятора, появляется диалоговое окно ввода параметров неполнооборотного ПД, представленное на рисунке 3.120, б.

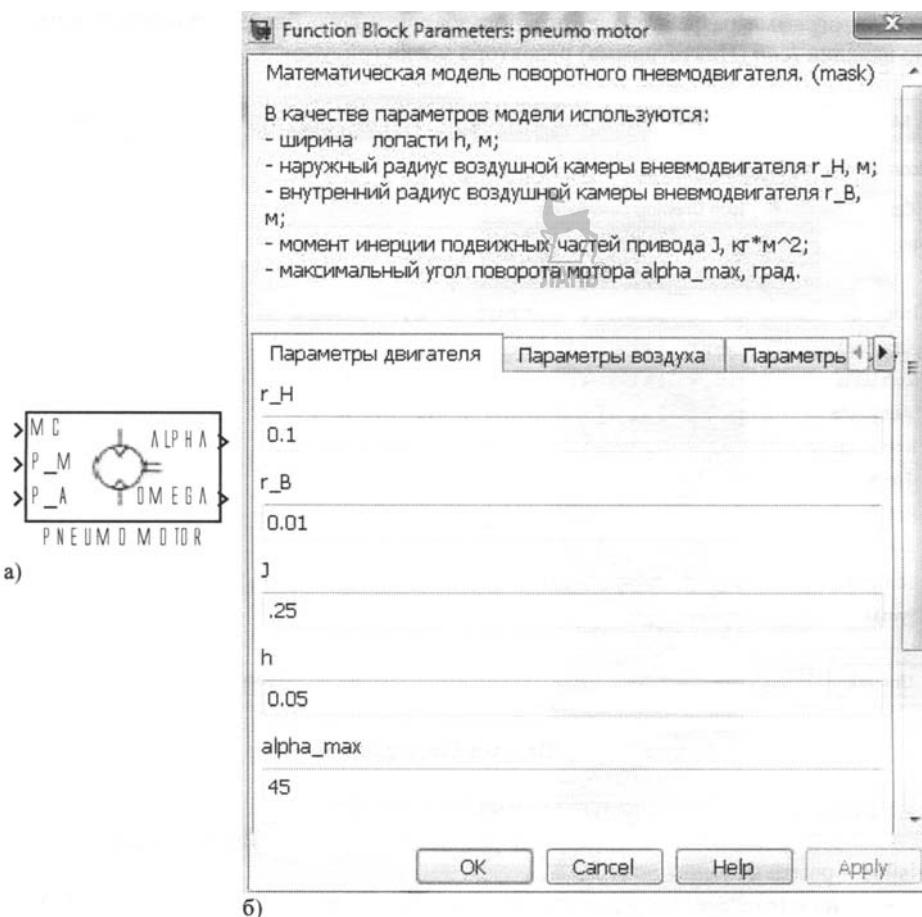


Рисунок 3.120 – Пиктограмма блока (подсистемы) неполнооборотного ПД (а)  
и окно ввода его параметров (б)

На основе разработанного блока, строится модель, реализующая работу неполнооборотного ПД при питании его от источника сжатого воздуха.

Математическое моделирование гидравлических неполнооборотных двигателей проводится аналогично. В основе математической модели лежит уравнение моментов (3.215) и ограничения (3.219). При этом основным отличием является то, что ввиду незначительной сжимаемости жидкости (в отличие от газа) давление  $p_1$  в полости впуска считается постоянным и равным давлению в линии входа  $p_M$ , давление  $p_2$  – равным давлению  $p_A$  на выходе двигателя.

Разработанные блоки можно хранить в отдельной пользовательской библиотеке, которая создается в специальном окне библиотек пользователя (см. рисунок 3.121). Это окно открывается командой *File > New > Library*. Оно имеет несколько упрощенный интерфейс, в частности, в нем нет средств запуска процесса моделирования. По умолчанию окно создается пустым. В конце строки состояния окна видно сообщение, показывающее, что библиотека открыта и может изменяться и пополняться.

Для переноса блоков в окно библиотеки достаточно, расположив рядом окно обозревателя библиотек и окно новой библиотеки, перенести в последнюю нужные блоки. Связи между ними и встроенной библиотекой редактировать не надо. Можно также перенести в окно новой библиотеки и созданные маскированные подсистемы. Прямо перетащить их в окно новой библиотеки нельзя — в ней действует «правило одностороннего движения».

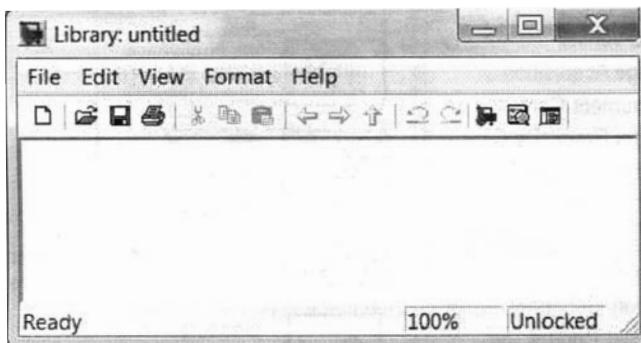


Рисунок 3.121 – Окно библиотек пользователя

После заполнения блоками новая библиотека блокируется командой меню *Edit > Locked*. После этого библиотека становится недоступной для пополнения и модернизации. Можно разблокировать библиотеку командой *Edit > Unlocked* и выполнить ее модернизацию. Завершается создание новой библиотеки ее записью на диск с помощью команды меню *File > Save as* окна новой библиотеки. Библиотека хранится в виде файла с заданным именем и расширением (таким же, как и у файлов моделей Simulink).

После сохранения файла библиотеки ее нужно добавить в перечень доступных путей Matlab, предварительно добавив скрипт-файл функции *slblocks.m*, содержащий набор необходимых команд для Matlab.

В итоге для создания библиотеки пользователя нужно выполнить такие действия:

- создать файл библиотеки: *File > New > Library*;
- скопировать в файл библиотеки блоки и сохранить этот файл;
- поместить в папку с файлом новой библиотеки файл *slblocks.m*, содержащий набор команд для отображения библиотеки пользователя в дереве библиотек Simulink;
- добавить в Matlab путь с папкой, где находятся файл библиотеки и файл с функцией *slblocks.m*;
- перезапустить Matlab.

Файл библиотеки, как и модель, имеет расширение *mdl*. Он может быть открыт обычным способом. Непосредственно после открытия файл библиотеки доступен только для чтения, о чем свидетельствует надпись *Locked* в правом нижнем углу. Для того, чтобы библиотеку и содержащиеся в ней блоки можно было модифицировать, необходимо выполнить команду *Unlock Library*. Библиотека остается разблокированной (доступной для модификации) до ее закрытия.

Для доступа к структуре маскированных библиотечных блоков можно воспользоваться командой *Look Under Mask*.

На рисунке 3.122 показано дерево библиотек Simulink, отражающее содержимое созданной в качестве примера библиотеки «*pneumatics*» и разработанные элементы.

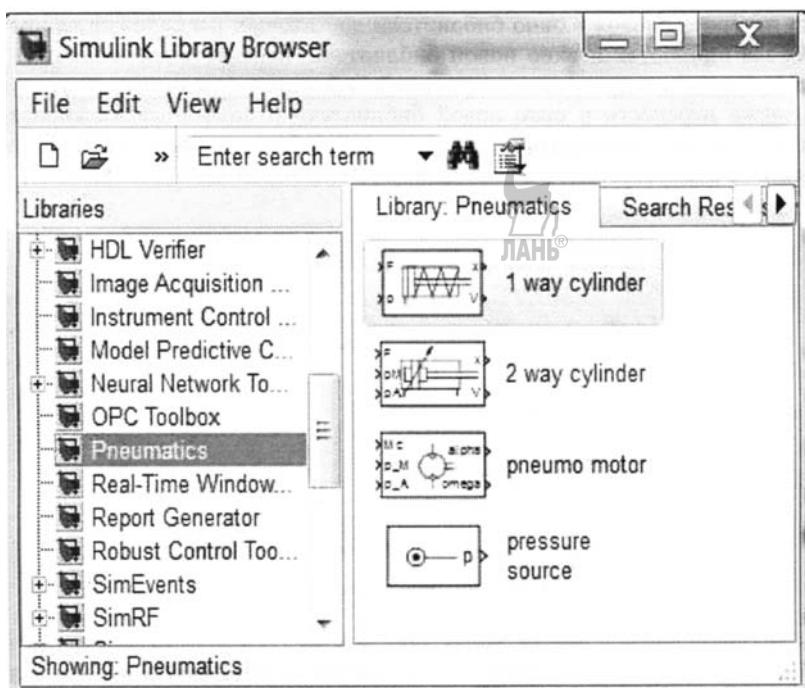


Рисунок 3.122 – Дерево библиотек Simulink с разработанной библиотекой «pneumatics»

**Пример А.** Выполняется моделирование пневматического неполнооборотного двигателя. Давление в полости выхлопа —  $p_B = 0.1$  МПа, а в полости впуска —  $p_A = 4 p_B = 0.4$  МПа. Максимальный угол поворота вала двигателя  $\theta_{MAX} = 45^\circ$ , начальное положение вала  $\theta = 5^\circ$ . Численные значения параметров для воздуха: температура  $T_M = 293$  К ( $20^\circ\text{C}$ ); атмосферное давление  $p_a = 101325$  Па,  $k = 1.4$ ;  $R = 287$  Дж/(кг·К). При таких условиях выходной вал должен повернуться по часовой стрелке до значения  $\theta_{MAX} = 45^\circ$ . Результаты моделирования показаны на рисунке 3.123, а.

**Пример Б.** Рассматривается случай, когда при тех же параметрах газа давление в линии входа равно  $p_A = p_a \approx 0.1$  МПа, в линии выхлопа —  $p_B = 4 p_a \approx 0.4$  МПа, начальное положение вала  $\theta = 45^\circ$ . В этом случае вал изначально повернут, и при подаче давления в линию выхлопа он должен вернуться в исходное положение, то есть, до значения  $\theta_{MIN} = 5^\circ$ . Результаты моделирования показаны на рисунке 3.123, б.

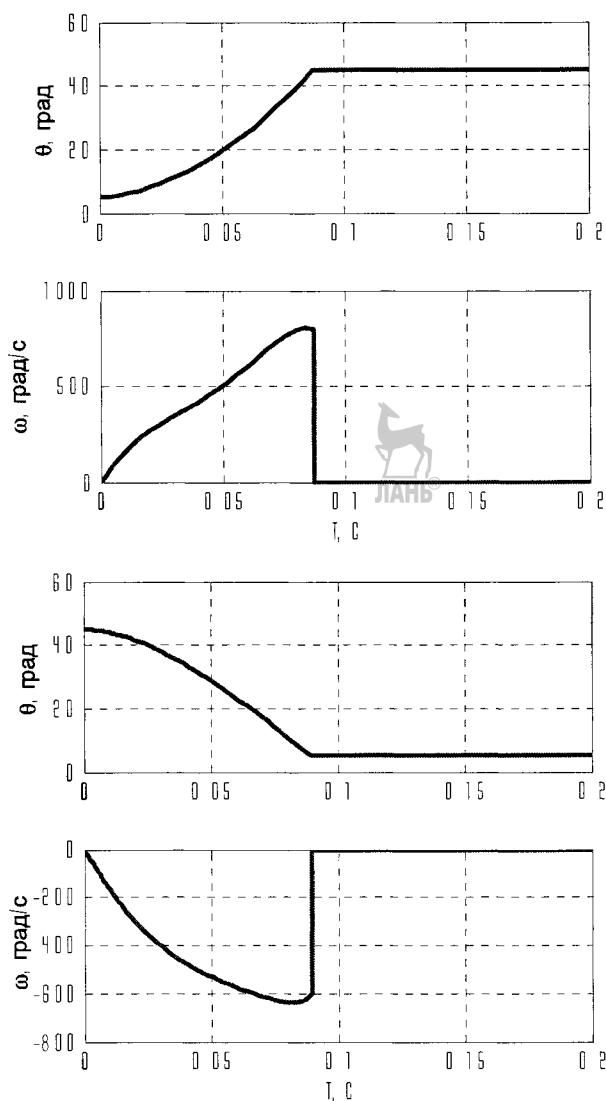


Рисунок 3.123 – Результаты моделирования пневмодвигателя для случаев вращения вперед (а) и вращения назад (б)

### 3.9.2.2. Пневмо- и гидромоторы

Математическое описание ПДВ (ГДВ) работающих в режиме пневмо- или гидромотора, основывается на базе двух фундаментальных соотношений: баланса расхода рабочего вещества (газа или жидкости) и баланса моментов на валу двигателя.

Первое из них отображает соотношение потоков рабочего вещества на входе и выходе с учетом объемных потерь [7]:

$$Q = q_m \cdot \omega_m + k_{leak} (p_A - p_B), \quad (3.220)$$

где  $Q$  – расход рабочего вещества через мотор;  $\omega_m$  – угловая скорость вращения вала;  $q_m$  – рабочий объем мотора;  $p_A, p_B$  – соответственно давление на входе и

на выходе;  $k_{leak} = \frac{q_m \cdot \omega_{nom} (1 - \eta_V) \cdot v_{nom}}{p_{nom} \cdot v}$  – коэффициент утечки;  $\omega_{nom}$ ,  $p_{nom}$  – соотвественно номинальные угловая скорость, давление рабочего вещества;  $\rho$  – плотность рабочего вещества;  $\eta_V$  – объемный КПД мотора;  $v$  – кинематическая вязкость рабочего вещества ( $v_{nom}$  – номинальное значение).

Второе уравнение баланса моментов, имеет вид (3.212), в котором вместо производной угла поворота выходного вала используется угловая скорость его вращения:

$$J \frac{d\omega_m}{dt} = M_m - M_C; \quad \frac{d\theta}{dt} = \omega_m, \quad (3.221)$$

а крутящий момент согласно (3.131) равен  $M_m = q_m \cdot (p_A - p_B) \cdot \eta_{mech}$ ,  $\eta_{mech}$  – механический КПД мотора.

Результирующая модель ПДВ (ГДВ) состоит из уравнений (3.220), (3.221). В таблице 3.7 дано принятое ранее разделение переменных.

Таблица 3.7 – Разделение переменных модели вращательных ПДВ (ГДВ)

Переменные, имеющие постоянное значение	Переменные, изменяющие свое значение в течение времени моделирования
$q_m$ , $\eta_V$ , $v_{nom}$ , $v$	$\theta$ , $\omega_m$ , $M_C$
$J$ , $\eta_{mech}$ , $p_{nom}$ , $\omega_{nom}$	$p_A$ , $p_B$ , $Q$

Simulink-схема, соответствующая уравнениям (3.220), (3.221), показана на рисунке 3.124. Данная схема имеет три входа:  $p_A$ ,  $p_B$  – давление на входе и на выходе, соответственно;  $M_C$  – момент нагрузки на выходном валу; три выхода – расход через мотор  $Q$ , угол поворота вала  $\theta$ , угловая скорость вращения вала  $\omega_m$ .

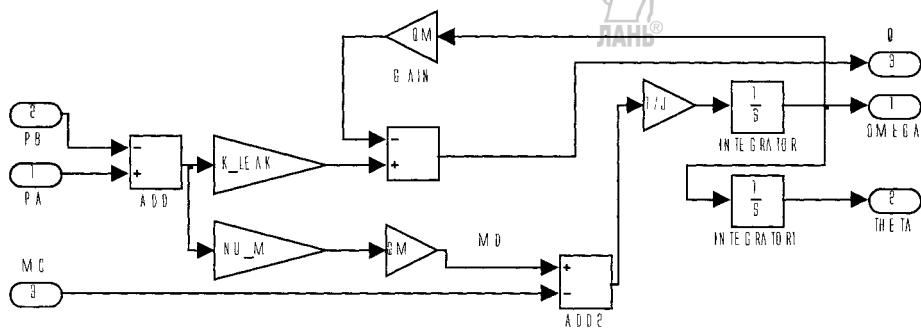
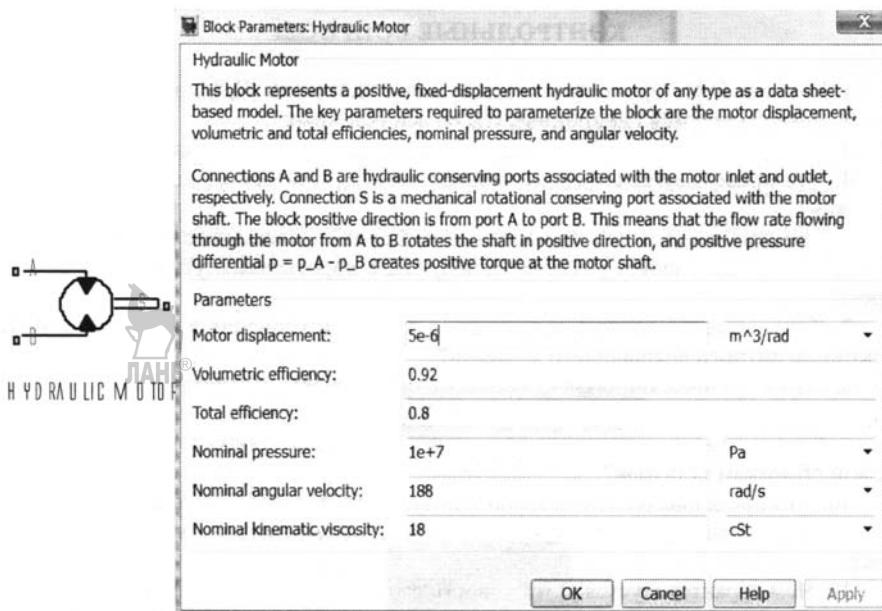


Рисунок 3.124 – Simulink-схема ПДВ (ГДВ)

Для моделирования ГД в пакете программ Matlab&Simulink имеется готовый блок, реализующий уравнения расхода (3.220). Его пиктограмма и окно ввода параметров показаны на рисунке 3.125.

Окно ввода параметров имеет следующие поля:

- *Motor displacement* – характеристический объем мотора  $q_m$ ,  $\text{m}^3/\text{рад}$ ;
- *Volumetric efficiency* – объемная эффективность, Гн;
- *Total efficiency* – общий КПД мотора;
- *Nominal pressure* – номинальное давление, Па;
- *Nominal angular velocity* – номинальная угловая скорость, рад/с;
- *Nominal kinematic viscosity* – номинальная кинематическая вязкость, сСт.



a)

б)

Рисунок 3.125 – Пиктограмма блока ГДВ (а) и окно ввода параметров (б)

**Пример.** Рассматривается ГДВ со следующими номинальными параметрами:  $\omega_{nom} = 188$  рад/с,  $p_{nom} = 10^7$  Па,  $\eta_{mech} = 0.87$ ,  $\eta_V = 0.92$ ,  $q_m = 5 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/рад,  $v_{nom} = 18$  сСт. Давление на входе равно  $p_A = p_{nom}$ , на выходе  $p_B = 0.95p_A$ , момент нагрузки равен  $M_C = 2$  Н·м, момент инерции  $J = 0.02$  кг·м<sup>2</sup>. Наброс нагрузки происходит в момент времени, равный 9 с.

Осциллограммы угловой скорости вращения и расхода жидкости показаны на рисунке 3.126.

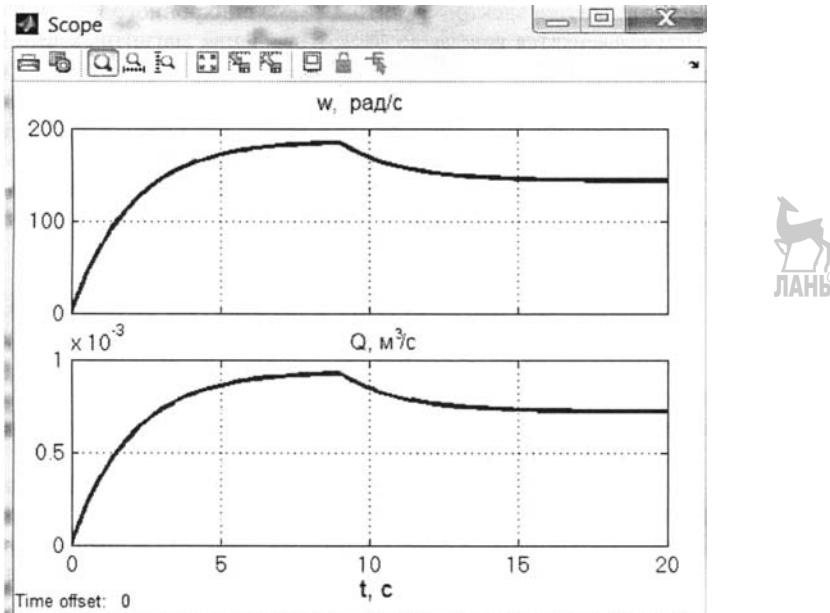


Рисунок 3.126 – Результаты моделирования ГДВ

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Как классифицируются исполнительные двигатели (ИД) по роду питания?
2. Чем отличаются синхронные ИД от асинхронных?
3. Какие ИД являются явнополюсными, а какие неявнополюсными?
4. Что представляет собой электрический ИД и на чем основан принцип его действия?
5. Чем отличается режим холостого хода ИД от двигательного режима работы?
6. В чем заключается различие между ИД с короткозамкнутым и фазным ротором?
7. Какое условие должно выполняться для возникновения в асинхронном ИД электромагнитного вращающего момента?
8. Какой физический смысл заложен в понятие «скольжение» и как оно влияет на создание электромагнитного момента?
9. Какие параметры ИД определяют величину намагничивающей силы, создаваемой обмотками статора?
10. Что представляет собой механическая характеристика асинхронного ИД?
11. Что такое «кратность начального пускового момента» и как она определяется?
12. Чем характеризуется устойчивость работы асинхронного ИД?
13. Как математически описывается условие равновесия моментов, приложенных к ротору асинхронного ИД?
14. Как осуществляется регулирование угловой скорости вращения АИД?
15. Какие способы пуска применяются для АИД? Какие они имеют особенности?
16. Как осуществляется динамическое торможение АИД?
17. Какие отличительные конструктивные особенности характеризуют АИД с короткозамкнутой обмоткой в виде беличьего колеса, с фазным ротором и полым немагнитным ротором?
18. Какими достоинствами обладает АИД с полым ротором?
19. Какие методы изменения напряжения на обмотке управления используются применительно к АИД с полым ротором?
20. Чем отличается электромагнитная схема синхронного ИД от схемы АИД?
21. Чем объясняется равенство частот вращения магнитных полей статора и ротора синхронных ИД?
22. Как осуществляется пуск синхронного ИД? Какие для этого используются конструктивные решения?
23. Какие достоинства и недостатки свойственны СИД?
24. Какие характерные особенности присущи СИД с постоянными магнитами и как они влияют на его статические и динамические характеристики?
25. Какой ИД называется шаговым (импульсным)?
26. Чем отличаются шаговые ИД от синхронных ИД?
27. Как определяется шаг импульсного ИД и частота вращения его ротора?
28. Что такое «редукторный» ИД?
29. Чем отличаются между собой конструкции одно-, двух-, трех- и многополюсных шаговых ИД?
30. Как осуществляется регулирование скорости вращения шаговых ИД?
31. Какие режимы работы характерны для шаговых ИД?
32. Что представляют собой предельные механические и динамические характеристики шаговых ИД?
33. Какие положительные качества свойственны ИД постоянного тока?
34. Чем отличаются конструкции контактных ДПТ от бесконтактных?
35. Какой принцип действия имеют бесконтактные ДПТ?
36. Как достигается увеличение быстродействия ДПТ?
37. Какие способы возбуждения и регулирования применяются для ДПТ?



38. Какими эксплуатационными характеристиками определяются свойства ДПТ?
39. Какой вид имеет механическая характеристика ДПТ?
40. Какие три основных способа регулирования скорости вращения ДПТ применяются на практике? В чем их особенность?
41. Какой параметр характеризует быстродействие исполнительного ДПТ?
42. Чем отличаются между собой схемы параллельного, последовательного и смешанного возбуждения ДПТ и свойственные им механические характеристики?
43. Какие способы пуска и торможения ДПТ применяются на практике?
44. Как осуществляется реверсирование ДПТ?
45. В каких производственных условиях целесообразно применение пневматических двигателей вращения (ПДВ)?
46. Какие типы ПДВ используются на практике в составе СП?
47. В чем заключается конструктивное различие между полуоборотными и неполнооборотными пневматическими ИД?
48. Какие параметры пневматических ИД определяют величину выходного крутящего момента?
49. Какие используются конструктивные схемы при создании пластиначатых ПД?
50. Какой физический смысл имеет термин «объемный коэффициент» и как он влияет на величину выходного момента ПД?
51. Какой вид имеют регулировочные и механические характеристики пластиначатых ПД?
52. Какие преимущества в сравнении с электродвигателями свойственны ГДВ и как оцениваются их динамические качества?
53. Как классифицируются ГДВ по конструктивному исполнению?
54. В чем состоит отличие между ГДВ одинарного и двойного действия?
55. Как определяется среднее теоретическое значение крутящего момента пластиначатого (лопастного) ГДВ?
56. Какой принцип работы имеют ролико-лопастные ГДВ и какой вид имеют их скоростные и нагрузочные характеристики?
57. В составе СП какого технологического оборудования применяются радиально-поршневые ГДВ и какими достоинствами они обладают?
58. Чем отличаются лопастные ГДВ двухкратного действия от ГДВ пятикратного действия?
59. Какая особенность конструктивного исполнения свойственна роторным аксиально-поршневым ГД?
60. Какими достоинствами обладают аксиально-поршневые ГД?
61. Каким образом осуществляется распределение рабочей жидкости в аксиально-поршневых ГД?
62. Чем отличается конструктивное исполнение регулируемого аксиально-поршневого гидромотора от нерегулируемого?
63. Какой вид имеет регулировочная характеристика роторного аксиально-поршневого ГД?
64. На чем основан принцип действия пьезоэлектрических исполнительных двигателей вращательного движения?
65. Какие вещества (материалы) являются пьезоэлементами?
66. Что такое «пьезомодуль» и какое он оказывает влияние на величину продольной относительной деформации пьезоэлемента?
67. Какие основные конструктивные элементы характеризуют ПЭДВ?
68. Как определяется частота вращения ротора ПЭДВ?
69. Как классифицируются ПЭДВ по конструкции и принципу действия?
70. Какие методы управления скоростью ПЭДВ применяются на практике и чем они отличаются между собой?
71. Как осуществляется обратная связь между выходными и входными параметрами ПЭДВ?

72. Какие физические законы лежат в основе математического описания электрических исполнительных двигателей?

73. Каков физический смысл величин, входящих в уравнение пространственного движения ротора АИД?

74. Для каких целей при выводе математической модели АИД применяют метод пространственного вектора?

75. В чём заключается физический смысл величин, входящих уравнения электромагнитной части АИД с фазным ротором в единой системе координат, вращающейся с произвольной угловой скоростью  $\omega_k$ ?

76. В чём заключается отличие модели АИД с фазным от АИД с короткозамкнутым ротором?

77. По какому принципу разделяют переменные, входящие в уравнения математической модели объекта? С какой целью выполняют разделение переменных математической модели?

78. Какие стандартные средства пакета Matlab применяют для моделирования электрических двигателей? Каковы их преимущества и недостатки?

79. Какой физический смысл имеют величины, входящие в уравнения математической модели двухфазного ШД с ротором в виде постоянного магнита?

80. Какие величины уравнений математической модели двухфазного ШД с ротором в виде постоянного магнита рассматриваются как входные и выходные?

81. Какие величины, входящие в уравнения математической модели двухфазного ШД с ротором в виде постоянного магнита, рассматриваются как постоянные (на время моделирования) параметры модели?

82. Каким образом учитывается влияние демпферных короткозамкнутых обмоток и влияние обмотки возбуждения на статоре при моделировании СИД?

83. Как представляется потокосцепление при математическом описании СИД с постоянными магнитами?

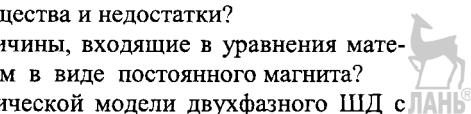
84. Чем отличаются уравнения математической модели ДПТ с независимым возбуждением от модели ДПТ с параллельным возбуждением?

85. Какие величины входят в уравнения электрической части модели ДПТ с последовательным возбуждением?

86. Какие физические законы лежат в основе математического описания пневматических и гидравлических исполнительных двигателей?

87. К чему приводит учет влияния сжимаемости рабочего газа (жидкости) при составлении математической модели ПД (ГД)?

88. Какие математические ограничения необходимо вводить в уравнения модели неполнооборотных ПД (ГД)?





## Глава IV

# Исполнительные двигатели поступательного движения

## 4.1. Линейные электрические двигатели

Следящие приводы с линейными электродвигателями (ЛЭД) дают возможность упростить кинематику промышленного технологического оборудования, уменьшить потери в передаточных механизмах и повысить надежность оборудования в целом.

ЛЭД могут быть асинхронными и синхронными. Поступательная сила тяги у таких двигателей создается за счет энергии бегущего магнитного поля и взаимодействия магнитного потока его активной части (индуктора, статора) с током реактивной части в виде полосы, трубы (для асинхронных ЛЭД) или с магнитным потоком поляризованных постоянных магнитов, размещенных на реактивной части (для синхронных ЛЭД).

Конструкция ЛЭД органично вписывается в конструкцию линейных позиционеров (приводов) и характеризуется отсутствием вращающихся частей, более высокой точностью позиционирования (до 0,05 мкм) из-за отсутствия люфтов и вибраций, а при использовании аэростатических опор – и отсутствия силы трения.

Скорость ЛЭД может достигать 5 м/с и ограничивается лишь быстродействием системы управления [32, 71].

Отсутствие ограничений на тепловое расширение частей механических передач, например, типа «винт–гайка», входящих в состав СП с ИДВ, позволяет их эксплуатировать при более высоких диапазонах рабочих температур.

### 4.1.1. Линейные асинхронные двигатели

#### 4.1.1.1. Принцип работы и основные параметры

Возможны два варианта конструктивного исполнения асинхронных ЛЭД по соотношению длины индуктора (активной части) и реактивной части (например, в виде полосы) [22].

**Первый вариант** исполнения характеризуется длинной реактивной полосой и коротким индуктором (рисунок 4.1, а). При таком исполнении реактивную полосу 4 можно расположить неподвижно вдоль пути движения индуктора 3, находящегося в составе рабочего органа технологического оборудования, например, манипулятора портального робота.

Питание обмотки 2 индуктора может производиться через скользящие токо-приемники от троллейных проводов 1 или через гибкий рукав с токоподводящим кабелем.

**Второй вариант** исполнения (рисунок 4.1, б) характеризуется наличием индуктора 1 с обмоткой 3, установленного неподвижно вдоль пути движения рабочего органа технологического оборудования, а реактивная полоса 2, являющаяся подвижной частью ЛЭД, входящего в состав рабочего органа, двигается поступательно вдоль индуктора. Такое построение ЛЭД удобно использовать в составе технологического оборудования, рабочие органы которого совершают перемещения на сравнительно малые расстояния.

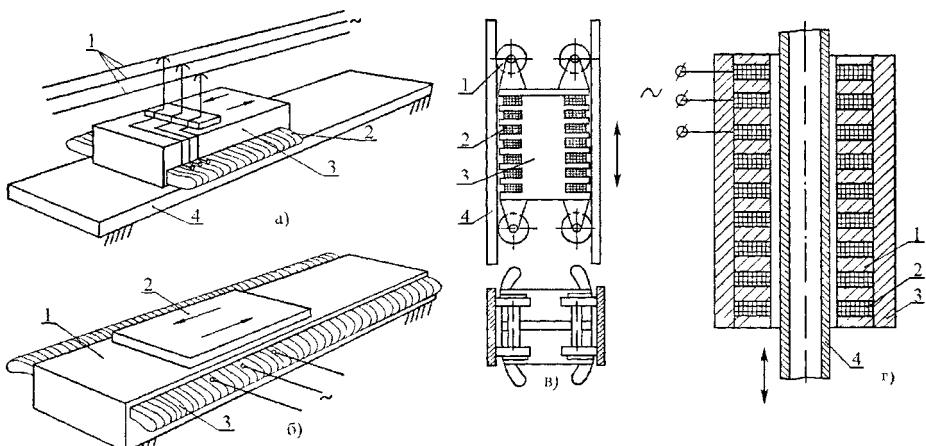


Рисунок 4.1 – Конструктивные схемы линейных асинхронных двигателей с коротким индуктором и длинной реактивной полосой (а); с длинным индуктором и короткой реактивной полосой (б); с двусторонним магнитопроводом (в); с цилиндрическим индуктором (г)

Рассмотренные исполнения ЛЭД имеют индукторы с плоскими зубчатыми односторонними магнитопроводами, в пазах которых размещена многофазная (например, трехфазная) равномерно распределенная обмотка.

На рисунке 4.1, в представлена схема одноиндукторного ЛЭД с двусторонним магнитопроводом (индуктором) 3 с двумя рядами обмоток 2, размещенным между двумя реактивными полосами 4. Для обеспечения заданного воздушного зазора используются ролики 1. Также могут применяться шариковые циркуляционные сепараторные направляющие или аэростатические направляющие (см. гл. II).

ЛЭД, имеющие такую конструктивную схему, могут применяться в составе промышленных порталовых роботов и роботов-штабелёров.

Кроме плоских индукторов ЛЭД могут иметь конструктивное исполнение, основанное на использовании кольцевых индукторов (магнитопроводов).

Примером такого исполнения является показанный на рисунке 4.1, г линейный двигатель, состоящий из цилиндрического индуктора, установленного в трубчатом корпусе 3 из магнитопроводящего материала. Индуктор выполнен в виде пакета чередующихся дисковых катушек 2 и металлических шайб 1. Подвижной (реактивной) частью является тонкостенная труба 4, расположенная соосно с индуктором.

Катушки ЛЭД соединяются группами и составляют обмотки отдельных фаз индуктора. При их подключении к сети переменного тока вдоль поверхности трубы 4 создается бегущее магнитное поле, возникают токи, направленные по её окружности и создающие при взаимодействии с магнитным потоком индуктора силу, действующую вдоль оси трубы.

При протекании по обмотке синусоидальных токов, сдвинутых по фазе на  $2\pi/m$ , где  $m$  – число фаз, образуется бегущая м.д.с., создающая магнитный поток, движущийся вдоль поверхности магнитопровода (рисунок 4.2, а).

Если токи в фазах  $i_1, i_2, i_3$  изменяются во времени так, как показано на рисунке 4.2, б, то в моменты времени  $t_1 \dots t_7$  действие этих токов будет создавать м.д.с.  $F_{M1}, F_{M2}, F_{M3}$ . Максимум суммарной м.д.с. трехфазной обмотки  $F_M = F_{M1} + F_{M2} + F_{M3}$  перемещается вдоль магнитопровода, проходя за один период тока (например, за время от  $t_1$  до  $t_2$ ) расстояние, равное двум полюсным делениям обмотки  $2t$ , уложенной в пазы магнитопровода.

Линейная скорость перемещения волны м.д.с. вдоль магнитопровода

$$V_c = 2\pi/T = 2\tau f, \quad (4.1)$$

где  $T$  – период тока;  $f$  – частота питающего напряжения.

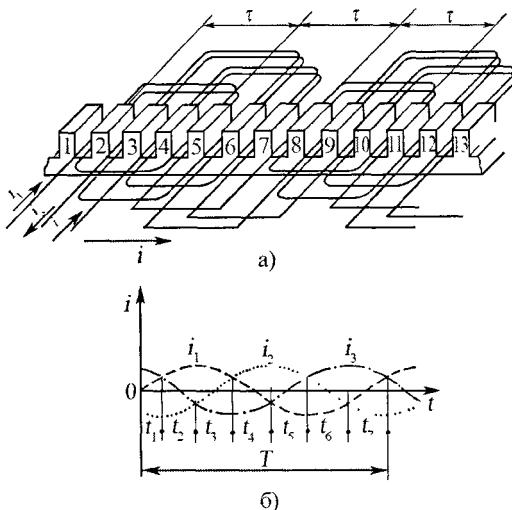


Рисунок 4.2 – Создание бегущей м.д.с. в ЛЭД: схема распределения обмотки в пазах индуктора (а); изменение токов фаз индуктора во времени (б)

Магнитный поток, создаваемый м.д.с.  $F_M$ , будет перемещаться вдоль статора с этой же скоростью  $V_c$  (синхронная скорость). При синусоидальном распределении м.д.с. трехфазной обмотки вдоль полюсного деления индуктора величина индукции на расстоянии  $l$  от точки индуктора, принятой за начало координаты  $l$ , для любого момента времени  $t$  может быть определена из выражения [29]

$$B_l = 1,5 B_m \cos(2\pi f t - l/\tau), \quad (4.2)$$

где  $B_m$  – максимальная индукция, создаваемая обмоткой одной фазы индуктора.

Если вблизи рассматриваемого магнитопровода индуктора 1 поместить другой магнитопровод 2 (рисунок 4.3), в пазы которого заложены проводники 3, замкнутые по концам, то линии бегущего магнитного поля, пересекая эти проводники, будут наводить в них э.д.с.  $e_2$ . От действия этих э.д.с. в проводниках будут возникать токи  $I_2$ , которые при взаимодействии с магнитным потоком будут создавать силу  $F$ , стремящуюся сдвинуть магнитопроводы один относительно другого. Магнитопровод 1 с первичной обмоткой будет стремиться сдвинуться в направлении, противоположном направлению движения магнитного поля, а магнитопровод 2 – в направлении, совпадающем с направлением движения поля. Таким образом, два рассмотренных магнитопровода при питании одной из обмоток трехфазным переменным током являются устройством, преобразующим электрическую энергию в механическую энергию прямолинейного движения, т.е. **линейным электродвигателем**.

Движущая сила, действующая на второй магнитопровод, может создаваться лишь в том случае, если скорость перемещения этого магнитопровода  $V$  меньше скорости  $V_c$ . При равенстве этих скоростей магнитный поток при своем движении не будет пересекать проводники, расположенные в пазах второго магнитопровода, и в них не будут возникать э.д.с и ток, создающий при взаимодействии с магнитным потоком полезную силу.

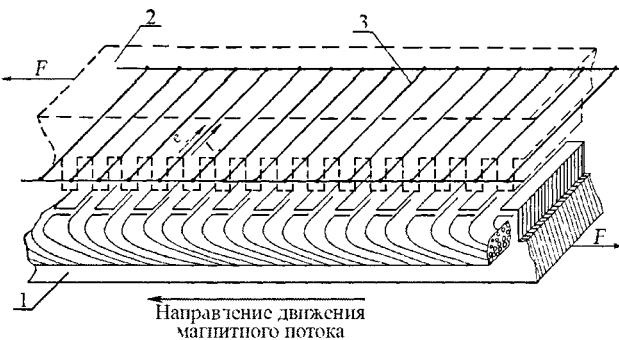


Рисунок 4.3 – Создание силы тяги ЛАД

Таким образом, для создания при движении силы, вторичная часть ЛЭД должна несколько отставать от магнитного потока, т.е. двигаться с некоторым скольжением относительно него, определяемым из соотношения

$$S = \frac{V_c - V}{V_c}, \quad (4.3)$$

где  $V$  – скорость движения вторичной части ЛЭД относительно первичной.

Сила, создаваемая ЛЭД, как и любым асинхронным двигателем, определяется из выражения

$$F = cp I_2 \Phi_1 \cos \varphi_2, \quad (4.4)$$

где  $c$  – постоянная, зависящая от исполнения данного двигателя;  $p$  – число пар полюсов индуктора, магнитный поток которых сцепляется с магнитопроводом вторичной части ЛЭД;  $I_2$  – ток в обмотке вторичной части;  $\Phi_1$  – магнитный поток пары полюсов индуктора, сцепляющийся с магнитопроводом вторичной части ЛЭД;  $\varphi$  – фазовый угол сдвига между э.д.с. обмотки вторичной части и током в этой обмотке.

Если предположить, что для данного двигателя  $p$  и  $\Phi_1$  постоянные (что близко к истине, если обмотка индуктора питается от сети переменного тока с неизменными частотой и напряжением) и при этом пренебречь собственными сопротивлениями обмотки, то сила, создаваемая двигателем, определяется током  $I_2$  и  $\cos \varphi_2$ .

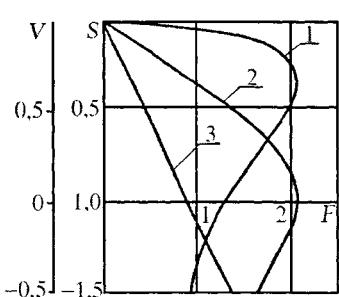


Рисунок 4.4 – Механические характеристики идеального ЛЭД с первичным и вторичным элементами большой длины

Механическая характеристика асинхронного ЛЭД (в двигательном режиме), определяющая зависимость между силой  $F$  и скольжением  $S$  или между силой и скоростью  $V$ , может иметь вид, показанный на рисунке 4.4 (кривая 1). В тех случаях, когда активное сопротивление обмотки вторичной части настолько велико, что при изменении скольжения от нуля до единицы (а скорости – от синхронной до нуля) реактивное сопротивление остается меньше активного, а при  $V=0$  эти сопротивления сравниваются, сила тяги будет возрастать вместе с ростом скольжения, достигая наибольшего значения при неподвижной вторичной части ЛЭД (рисунок 4.4, кривая 2). При дальнейшем увеличении сопротивления вторичной части ЛЭД механическая характеристика принимает вид кривой 3.

ростом скольжения, достигая наибольшего значения при неподвижной вторичной части ЛЭД (рисунок 4.4, кривая 2). При дальнейшем увеличении сопротивления вторичной части ЛЭД механическая характеристика принимает вид кривой 3.

Рассмотренные механические характеристики ЛЭД мог бы иметь при весьма большой длине индуктора и вторичной части. В действительности, в связи с наличием ряда краевых эффектов, обусловленных конечной длиной ЛЭД, характеристики будут несколько отличаться от рассмотренных "идеальных характеристик".

Различают продольные и поперечные краевые эффекты, оказывающие негативное влияние на характеристики ЛЭД.

#### К продольным эффектам относятся:

– неравномерное распределение магнитного потока вдоль индуктора (при движении) и отставание в пространстве токов, наводимых во вторичной части ЛЭД (в реактивной полосе) относительно набегающего и сбегающего концов индуктора;

– появление паразитных тормозных усилий, обусловленных наличием, наряду с бегущей, еще и пульсирующей составляющей магнитного поля;

– невозможность получения синхронной скорости движения при полном отсутствии нагрузки на движущейся части двигателя;

– неравномерное распределение токов в фазах обмотки и появление дополнительных потерь в области индуктора при параллельном соединении ее частей и неравномерное распределение магнитного потока по длине двигателя, сопровождающееся дополнительными потерями в реактивной полосе при последовательном соединении частей обмотки индуктора.

#### Поперечные эффекты:

– неравномерное распределение токов по ширине реактивной полосы и связанное с этим неравномерное распределение магнитной индукции по ширине индуктора;

– появление поперечных сил, действующих параллельно плоскости индуктора и стремящихся сдвинуть реактивную полосу и индуктор в направлении, перпендикулярном направлению движения, если продольные оси реактивной полосы и индукторов смешены;

– наличие поперечных сил, стремящихся притянуть (или оттолкнуть) реактивную полосу к индуктору (или от индуктора).

Схема, иллюстрирующая возникновение поперечного краевого эффекта, приведена на рисунке 4.5 [22]. Наличие у асинхронного ЛЭД вторичной части, выполненной из сплошной полосы из немагнитного материала (медь, алюминий), приводит к тому, что токи, возникающие в реактивной полосе, замыкаются не только по ее краям ( $I_{2L}$ ), но и в области, находящейся под индукторами ( $I_{2B}$ ). При этом токи в полосе протекают вдоль направления движения бегущего магнитного поля, создаваемого индуктором.

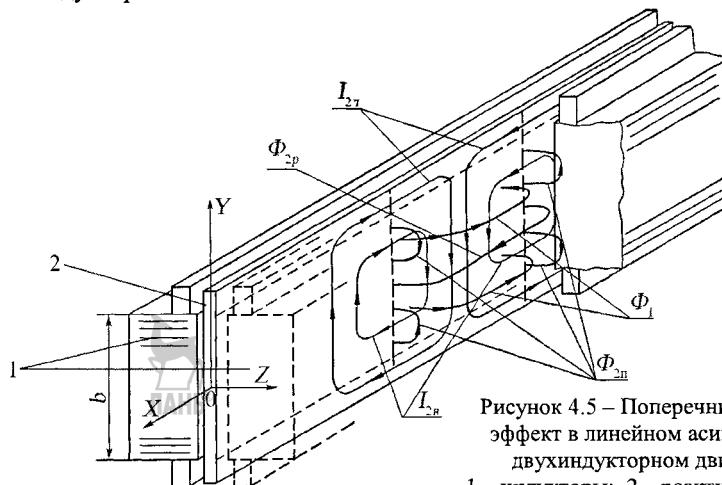


Рисунок 4.5 – Поперечный краевой эффект в линейном асинхронном двухиндукторном двигателе:  
1 – индукторы; 2 – реактивная полоса

Такое явление связано с тем, что токи ( $I_{2B}$ ), протекающие в реактивной полосе, не могут быть использованы по всей ее ширине, находящейся под индуктором, для создания силы тяги, что вызывает определенные потери полезной силы тяги и непроизводительные потери энергии в реактивной полосе.

Кроме того, продольно протекающие в реактивной полосе токи  $I_{2B}$  создают свои магнитные потоки  $\Phi_{2B}$ , совпадающие по направлению на отдельных участках воздушного зазора с основным потоком  $\Phi_1$ , создаваемым индуктором, а на других – встречно. Это приводит к изменению индукции в воздушном зазоре как по величине, так и по фазе, что не способствует увеличению силы тяги ЛЭД.

Магнитный поток  $\Phi_{2B}$ , создаваемый продольными токами реактивной полосы, при малых величинах воздушного зазора и при достаточном насыщении зубцов индуктора может вызвать добавочные потери в этих зубцах.

**ЛАНЬ®** Влияние краевого эффекта особенно проявляется у ЛЭД с малым немагнитным зазором, при наличии значительного насыщения зубцов индуктора, при большей длине полюсного деления (в сравнении с шириной индуктора) и малых выходах краев реактивной полосы за пределы индуктора (по ширине).

В целом, для уменьшения вредного влияния краевого эффекта следует изготавливать индуктор возможно большей длины и с большим числом полюсов.

Для ЛЭД необходимо, чтобы кривая распределения индукции вдоль индуктора была близка к синусоиде. Это достигается применением многокатушечных групп обмоток, т.е. выбором числа пазов на полюс и фазу, большего единицы, а также укорочением шага обмотки по сравнению с длиной полюсного деления.

С целью уменьшения пульсации поля по длине индуктора рекомендуется усилить обмотку, используя компенсационные элементы, образованные сторонами дополнительных секций обмотки, укладываляемые в незаконченные части пазов и размещаемые за концами магнитопровода индуктора.

Для получения малых скоростей подвижной части ЛЭД применяется сосредоточенная фазная обмотка (рисунок 4.6) [22]. В таких двигателях обмотку каждой фазы размещают на нескольких полюсных сердечниках, расположенных один за другим, а линии, на которых размещены сердечники каждой фазы, смешены одна относительно другой. Реактивная полоса (либо вторичная часть ЛЭД), снабженная поперечными прорезями, перекрывает все полюсные сердечники по ширине и

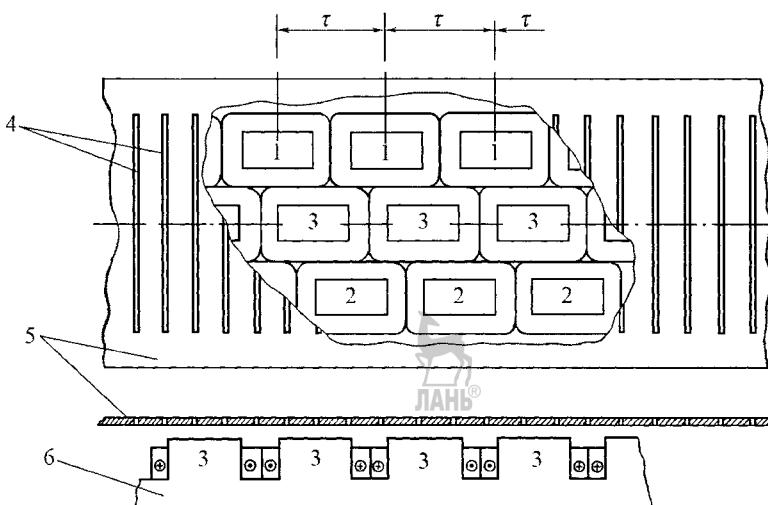


Рисунок 4.6 – Схема построения линейного асинхронного двигателя с сосредоточенными фазными обмотками:

1,2,3 – первая, вторая и третья фазы соответственно; 4 – поперечные прорези;  
5 – реактивная полоса; 6 – индуктор

длине. Такое размещение полюсных обмоток дает возможность создать полюсное деление, равное зубцовому, т.е. сделать его в три раза меньше, чем у индуктора с обычной обмоткой и перекрывающимися катушками. При заданной частоте синхронная скорость такого ЛЭД в три раза меньше той минимальной, которую можно получить у ЛЭД с обычной обмоткой.

Расчет переходного процесса СП с ЛЭД можно выполнить, решив дифференциальное уравнение поступательного движения [22],

$$F_{\Pi} \left( 1 - \frac{1}{2p} - \frac{V}{V_c} \right) - F_c = m_{\Pi} \frac{dV}{dt}, \quad (4.5)$$

где  $F_{\Pi}$  – сила, развиваемая ЛЭД в момент пуска;  $2p$  – число полюсов индуктора;  $V$  – скорость движения подвижной части ЛЭД;  $V_c$  – скорость бегущего магнитного поля;  $F_c$  – сила сопротивления движению;  $m_{\Pi}$  – перемещаемая масса (включая массу подвижной части ЛЭД);  $\frac{dV}{dt}$  – ускорение привода.

Для ЛЭД с ферромагнитной реактивной частью (полосой), находящейся в насыщенном состоянии, у которых механическая характеристика имеет значительный отвесный участок (рисунок 4.4, кривая 2), где сила практически не зависит от скорости, время переходного процесса (при постоянной силе сопротивления движению)

$$t = \frac{m_{\Pi}}{F_{\Pi} - F_c} (V_2 - V_1), \quad (4.6)$$

где  $V_1$  и  $V_2$  – соответственно начальная и заданная скорость движения подвижной части ЛЭД.

#### 4.1.1.2. Способы управления асинхронными ЛЭД

Для асинхронных ЛЭД возможны почти все способы управления, свойственные обычным асинхронным ИД вращательного движения.

Установившаяся скорость  $V_{CT}$  линейного асинхронного двигателя, развивающего заданную силу тяги  $F$ , необходимая для преодоления силы сопротивления движению  $F_c$ , определяется соотношением

$$V_{CT} = 2\tau f(1 - S_c), \quad (4.7)$$

где  $\tau$  – длина полюсного деления индуктора;  $f$  – частота тока питающей сети;  $S_c$  – скольжение, соответствующее силе сопротивления.

Если влияние продольного краевого эффекта и активное сопротивление обмотки индуктора не учитываются, силу тяги  $F$  в ЛЭД с большим числом полюсов, большой длиной индуктора и реактивной полосы и при скольжении  $S$  можно определить по формуле

$$F = \frac{2F_k}{\frac{S}{S_k} + \frac{S_k}{S}}, \quad (4.8)$$

где  $F_k$  – критическая (максимальная) сила тяги, которую может развить ЛЭД;  $S_k$  – критическое скольжение, при котором ЛЭД развивает силу тяги  $F_k$ .

Это выражение справедливо для любой силы тяги  $F$ , меньшей  $F_k$ , в том числе и для  $F_c$ , т.е.

$$F_c = \frac{2F_k}{\frac{S_k}{S_c} + \frac{S_c}{S_k}},$$

откуда

$$S_c = S_k \left( \frac{F_k}{F_c} - \sqrt{\left( \frac{F_k}{F_c} \right)^2 - 1} \right). \quad (4.9)$$

С учетом (4.9), соотношение для скорости ЛЭД принимает вид

$$V_{CT} = 2\tau f \left[ 1 - S_k \left( \frac{F_k}{F_c} - \sqrt{\left( \frac{F_k}{F_c} \right)^2 - 1} \right) \right]. \quad (4.10)$$

Из данного выражения следует, что установившаяся скорость ЛЭД при силе тяги, равной  $F_c$ , будет тем большей, чем больше длина полюсного деления  $\tau$ , частота  $f$  и критическая сила тяги  $F_k$ , и чем меньше критическое скольжение  $S_k$ .

В свою очередь,

$$S_k \approx r'_2/x_k \quad (4.11)$$

и

$$F_k \approx \frac{mU^2}{4\tau f x_k}, \quad (4.12)$$

где  $r'_2$  – сопротивление вторичной части асинхронного ЛЭД (реактивной полосы), приведенное к числу витков обмотки индуктора;  $x_k$  – реактивное сопротивление короткого замыкания ЛЭД, прямо пропорциональное частоте;  $m$  – число фаз обмотки индуктора;  $U$  – напряжение, подведенное к обмотке индуктора.

Таким образом, изменяя величины  $\tau$ ,  $f$ ,  $r_2$ ,  $U$ , можно регулировать скорость движения подвижной части ЛЭД.

На рисунке 4.7 [22] показаны механические характеристики ЛЭД без учета наличия продольного краевого эффекта. Они соответствуют трем различным значениям каждой из перечисленных величин в предположении, что все остальные величины, влияющие на скорость движения, остаются без изменения.

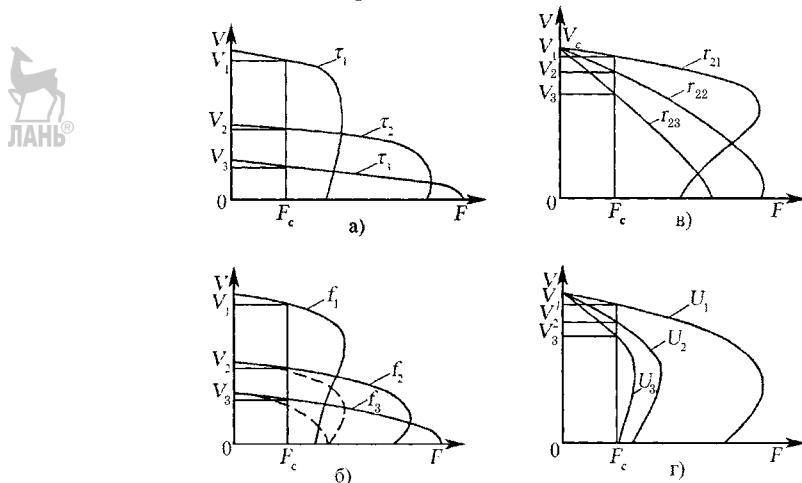


Рисунок 4.7 – Механические характеристики линейных асинхронных двигателей при различных значениях параметров двигателя и источников питания:  
а –  $\tau_1 > \tau_2 > \tau_3$ ; б –  $f_1 > f_2 > f_3$ ; в –  $r_{21} > r_{22} > r_{23}$ ; г –  $U_1 > U_2 > U_3$

### I. Регулирование скорости изменением длины полюсного деления

Как и у асинхронных двигателей вращательного движения, у ЛЭД длину полюсного деления можно изменять двумя способами: либо закладывая в пазы ин-

дуктора две или несколько обмоток, выполненных с разной длиной полюсного деления и присоединяемых к сети поочередно в зависимости от требуемой скорости движения, либо изменения направление тока в отдельных секциях обмотки каждой фазы.

Приведенные на рисунке 4.7, а механические характеристики соответствуют ЛЭД с очень малым сопротивлением реактивной полосы и с очень большой длиной индуктора, когда влиянием продольного краевого эффекта можно пренебречь.

В действительности (особенно для ЛЭД с ферромагнитной реактивной полосой), изменяя длину полюсного деления изменением направления тока в части секций обмотки, можно получить механические характеристики 1 и 2 (рисунок 4.8, а) для обмотки с последовательным соединением секций и характеристики 3, 4 (рисунок 4.8, б) для параллельно-встречного соединения секций. Если в случае (б) переход на большую длину полюсного деления всегда сопровождается увеличением скорости, то в случае (а) увеличения скорости можно достичь лишь при сравнительно малом сопротивлении движению (например, при  $F_{c1}$ ). При большом сопротивлении движению ( $F_{c2}$ ) переход на большее полюсное деление может привести даже к некоторому снижению скорости.

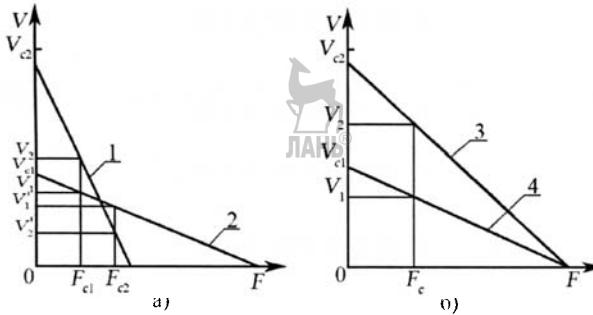


Рисунок 4.8 – Механические характеристики полюсопереключаемых линейных двигателей с ферромагнитной реактивной полосой:

а – при последовательном соединении частей обмоток; б – при переходе с последовательной на параллельно-встречное соединение частей обмоток

## II. Регулирование изменением частоты напряжения питания

Данный способ регулирования является наиболее предпочтительным для ЛЭД, поскольку на стадии создания предусматривается питание обмоток индуктора от преобразователя частоты, позволяющего обеспечить выходную частоту, отличную от промышленной 50 Гц.

Если, например, наибольшая скорость, требуемая от ЛЭД, 0,5...1,0 м/с, то при питании его от сети с частотой 50 Гц, потребовалась бы длина полюсного деления лишь несколько больше 5...10 мм. При такой длине не удается разместить необходимое число пазов (3–6) для укладки трехфазной обмотки. Если же изготовить ЛЭД с конструктивно выполненной длиной полюсного деления, 25...30 мм, то получить заданную скорость можно будет лишь при частоте питающего напряжения 9...20 Гц, на которую и следует выбирать преобразователь частоты.

Практическое применение нашли синхронный, асинхронный, транзисторный, тиристорный преобразователи.

## III. Регулирование изменением напряжения питания

Как и для ЭД вращательного движения, работа ЛЭД при регулировании скорости движения должна происходить на устойчивом участке механической характеристики. Значительный диапазон регулирования может быть достигнут лишь в том случае, если скорость, соответствующая критическому скольжению, будет меньше той минимальной скорости, которая требуется в данном случае. Таким

образом, большой диапазон регулирования скорости путем изменения напряжения может быть достигнут лишь у ЛЭД со сравнительно большим электрическим сопротивлением реактивной полосы.

Напряжение, подводимое к обмотке индуктора ЛЭД, можно изменять с помощью регулируемого трансформатора, автотрансформатора, дросселя с подмагничиванием (выполненного последовательно с обмотками индуктора), либо с помощью тиристоров, соединенных по схеме параллельно-встречного включения. Схемы регулирования напряжения приведены на рисунке 4.9 [22].

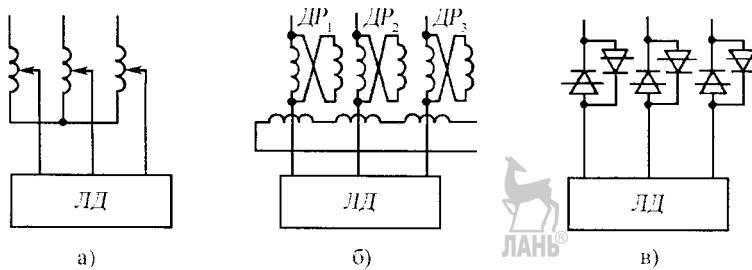


Рисунок 4.9 – Схемы регулирования напряжения, подведенного к линейному асинхронному двигателю:

а – с автотрансформатором; б – с дросселями насыщения; в – с тиристорами

Как и обычные АИД вращательного движения, ЛЭД могут работать в режиме торможения противовключением, в режиме рекуперации энергии и в режиме электродинамического торможения. В реверсивном ЛЭД наиболее доступным и эффективным является торможение противовключением.

#### 4.1.2. Линейные синхронные двигатели

Принцип работы синхронных ЛЭД аналогичен принципу работы синхронных исполнительных двигателей вращательного движения с постоянными магнитами, выполняющими функции обмоток возбуждения.

Постоянные магниты, выполненные с использованием редкоземельных элементов, могут входить как в состав подвижного индуктора, так и в состав неподвижной (реактивной) части ЛЭД.

На рисунке 4.10, а показана схема синхронного ЛЭД с постоянными магнитами 3 в составе подвижного индуктора, размещенного с зазором  $\delta$  относительно зубцовой реактивной полосы 2, выполненной шихтованной из пластин электротехнической стали. Сердечники 1 катушек 5, между которыми размещены постоянные магниты, имеют полюсные наконечники 4 с зубцами, причем длина полюсного деления индуктора  $\tau_1$ , равна длине полюсного деления  $\tau_2$  реактивной полосы (статора).

ЛЭД с постоянными магнитами, наклеенными на неподвижную стальную полосу (рисунок 4.10, б), имеют высокие динамические характеристики и не требуют высокой точности изготовления и сборки, однако существует ограничение на величину тягового усилия из-за технологических ограничений на размеры высокоэнергетических постоянных магнитов, имеющих высокую стоимость. Диапазон номинальных усилий, например, синхронных ЛЭД фирмы Han's Precision Mechatronics Co., Ltd лежит в пределах 10...5000 Н (тип LMCF 4).

Индуктор ЛЭД имеет двух- или трехфазную обмотки под стандартные системы управления синхронными двигателями.

Для охлаждения катушек применяются естественно-воздушное, принудительное воздушное или водяное охлаждение.

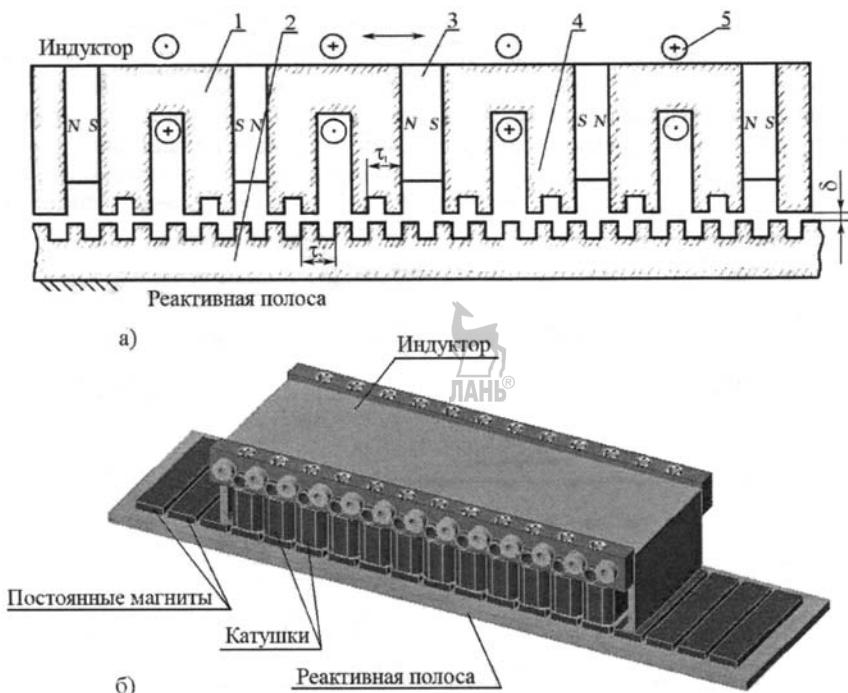


Рисунок 4.10 – Схема (а) и общий вид (б) синхронного ЛЭД с постоянными магнитами соответственно на подвижном индукторе и на реактивной полосе

#### 4.1.3. Конструктивные исполнения ЛЭД

В автоматических станочных, координатно-измерительных, транспортных и складских системах ЛЭД целесообразно применять для линейного перемещения силовых головок, суппортов, пинолей, столов, палет и тележек, а также захватных органов и инструментальных блоков (например, сборочных, измерительных и окрасочных головок).

Применение ЛЭД вместо длинноходовых трехфазных электромагнитов в приводах различных толкателей с ходом больше 30...50 мм дает возможность уменьшить весовые, стоимостные и расходные (энергетические) параметры [22].

При установке ЛЭД на технологическом оборудовании необходимо уделять особое внимание устройствам отвода тепла от индукторов и реактивных полос, а также теплоизоляции между рабочими органами и ЛЭД во избежание температурных деформаций и снижения точности их позиционирования.

Весьма эффективно и без дополнительных конструкторских изменений решение данной задачи достигается при использовании в технологическом оборудовании аэростатических направляющих, поскольку отработавший сжатый воздух, истекая в атмосферу, осуществляет охлаждение активных и реактивных частей ЛЭД.

Применение ЛЭД в приводах хода мостовых и порталных кранов и промышленных роботов дает возможность отказаться от длинных валов, редукторов, зубчатых, цепных и ременных передач.

На рисунке 4.11, а показан общий вид складского мостового крана, предназначенного для адресного двухкоординатного перемещения и установки, например, на платформы робокара кассет или приспособлений-спутников с объектами производства. Перемещение рамы 4 по рельсовым путям 5 и тележки 1 с захват-

ным органом (на рисунке не показан) по рельсовым направляющим рамы 4 осуществляется соответственно с помощью ЛЭД 2 и 3. При этом улучшаются условия работы колёс (роликов) и увеличивается срок их эксплуатации, так как исключается возможность пробуксовки колёс, которые при наличии ЛЭД не являются ведущими (приводными), а являются лишь опорами качения и меньше подвержены износу.

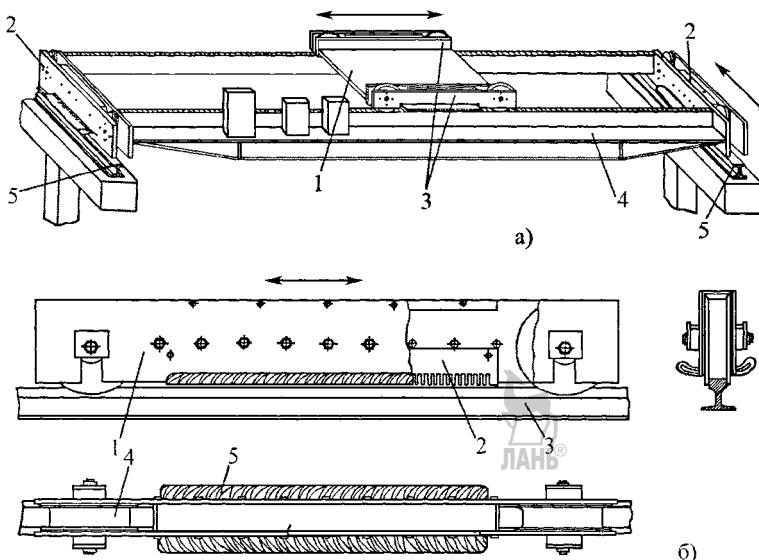


Рисунок 4.11 – Общий вид мостового крана (а) и конструкция тягового ЛЭД (б) с использованием рельсового пути в качестве реактивной полосы

Использование в качестве реактивной части ЛЭД рельсовых путей 3 по которым перекатываются опорные колеса (ролики) (рисунок 4.11, б) еще в большей степени упрощает привод и уменьшает его габариты. Индуктор 2 такого ЛЭД размещен между двумя несущими пластинами 1, одновременно служащими для установки опорных колес (опор качения) 4. Особенностью ЛЭД, применяемых для перемещения мостов, тележек, порталов и др. является незначительная скорость их движения: 40 ... 120 м/мин. – для мостов и 12 ... 50 м/мин. – для тележек, что требует в ряде случаев питания их индукторов от источников пониженной частоты 10 ... 20 Гц.

В сборочном производстве, зачастую характеризующемся небольшими по величине прямолинейными перемещениями рабочих органов технологического оборудования, находят применение ЛЭД с цилиндрическим индуктором.

Так, например, фирмой "Festo" (Германия) [59] производятся короткоходовые синхронные ЛЭД типа ADNE – LAS двух типоразмеров в зависимости от диаметра индуктора (32 и 45 мм) с длиной хода выходного штока (реактивная часть) 15, 20, 35 и 45 мм (рисунок 4.12).

В состав комплектующих элементов ЛЭД данного типа (рисунок 4.12, а) входят: 1 – лапы для крышек; 2 – фланцы для крышек; 3 – фланец с цапфами и опорами 7; 4, 5 – фланцы с пружиной и осью; 6 – фланец со сферическим подшипником и его опорная стойка 9; 8 – опорная стойка; 10 – головка со сферическим подшипником; 11 – адаптерная плита; 12, 13, 14 – соответственно переходная, коррозионно-кислотостойкая, самоустанавливающаяся по углу головки; 15 – контроллер позиционирования типа CMFL (Festo); 16, 17, 18 – питающий, управляющий (интерфейсный) и моторный кабели, соответственно.

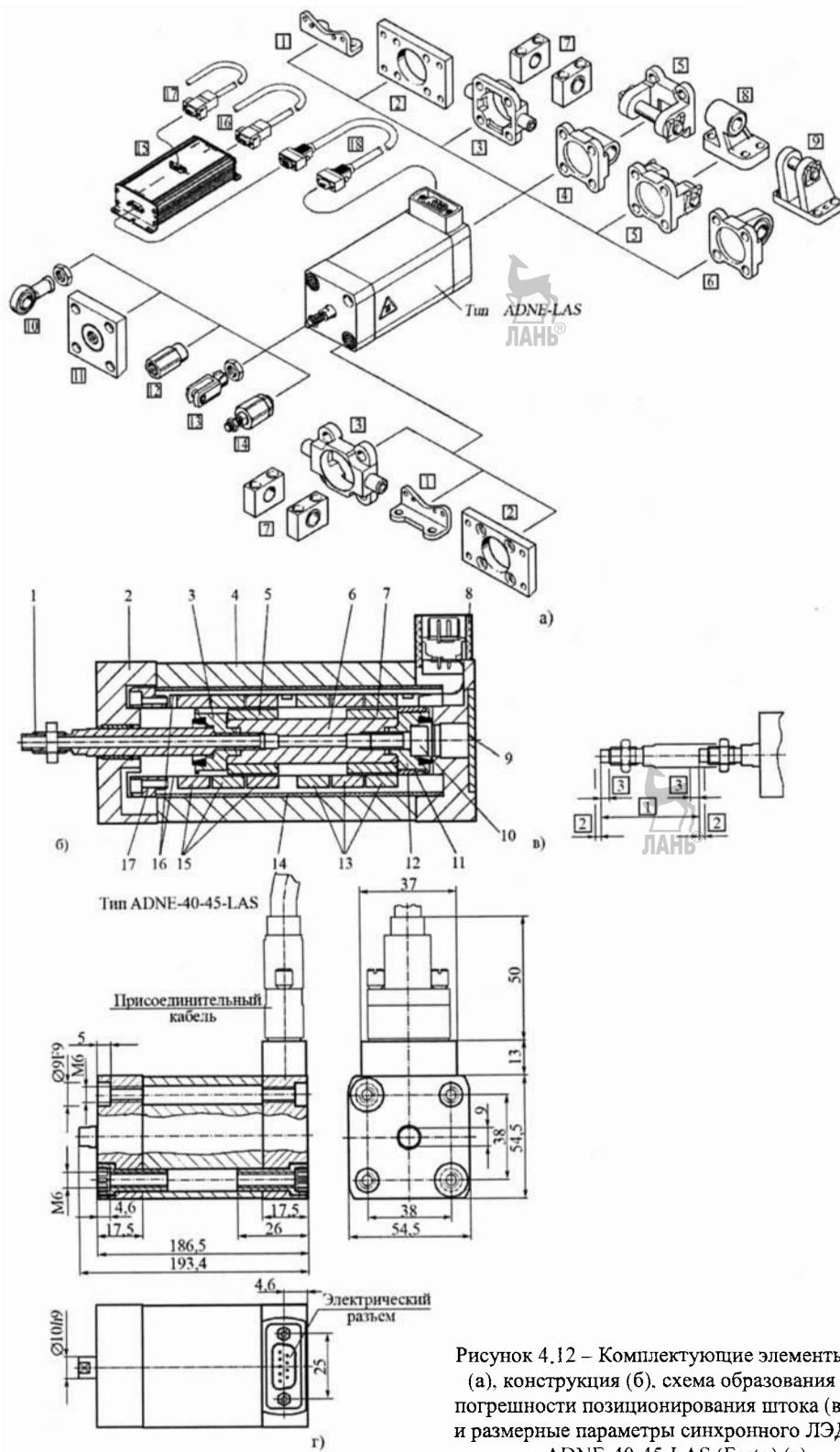


Рисунок 4.12 – Комплектующие элементы  
(а), конструкция (б), схема образования  
погрешности позиционирования штока (в)  
и размерные параметры синхронного ЛЭД  
типа ADNE-40-45-LAS (Festo) (г)



Использование стандартных комплектующих облегчает и удешевляет процесс конструирования ЛЭД и их встраивание в следящие приводы технологического оборудования.

Конструктивное исполнение синхронного ЛЭД типа ADNE-LAS показано на рисунке 4.12, б. В цилиндрической расточке алюминиевого корпуса 4 установлен индуктор, образованный двумя группами многофазных цилиндрических катушек 13, 15, охваченных изнутри и снаружи тонкостенными оболочками 16. Центрирование индуктора относительно оси ЛЭД осуществляется цилиндрическими воротничками передней и задней крышек 2 и кольцом 17 с отверстиями для циркуляции воздуха внутри ЛЭД. Изоляция корпуса 4 от катушек индуктора обеспечивается гильзой 14 из токонепроводящего материала. Подвижная (реактивная) часть ЛЭД содержит цилиндрический сердечник 6 с кольцевыми постоянными магнитами 5, 7, поляризованными в осевом направлении, две втулки 3 и 12 с демпфирующими кольцами из полиуретана, закрепленные на сердечнике с помощью выходного стального штока 1 и болта 10. Втулка 12 снабжена кольцом 11, образующим с внутренней оболочкой 16 индуктора направляющую скольжения. Задняя крышка имеет центральное отверстие закрытое крышкой 9, которое используется в случае выполнения ЛЭД с двусторонним штоком. Электрическое питание обмоток катушек и датчиков конечных положений (на рисунке не показаны) осуществляется через электрический разъем 8.

При запитывании фазных катушек индуктора переменным напряжением, создаются перемещающиеся в осевом направлении магнитные поля, взаимодействующие с магнитными полями постоянных магнитов, что вызывает поступательное перемещение реактивной (подвижной) части ЛЭД. Реверсирование ЛЭД осуществляется изменением полярности напряжения, подаваемого на катушки, а изменение скорости перемещения – изменением его частоты.

Точность отработки заданного рабочего хода 1 выходного штока (рисунок 4.12, в) зависит от его перебегов, вызываемых механическими деформациями 2 и инерционными (динамическими) смещениями 3, которые в зависимости от типо-размера ЛЭД могут быть в пределах соответственно 0,7 … 0,8 мм и 0,8 … 1,3 мм при рабочих ходах штока 15 … 45 мм и питающем напряжении 48 В.

На рисунке 4.12, г, представлен короткоходовой ЛЭД типа ADNE-40-45-LAS, имеющий следующие технические характеристики: диаметр индуктора – 40 мм; рабочий ход выходного штока – 45 мм; минимальный рабочий ход – 22,5 мм; максимальная радиальная эффективная нагрузка на штоке – 500 грамм; максимальная скорость штока – 1,6 м/с; точность повторения выхода в заданную точку перемещения –  $\pm 0,1$  мм; провисание штока в вытянутом состоянии – 0,5 мм, во втянутом состоянии – 0,15 мм; развиваемое усилие при 48 В: в процессе движения – 11 Н, пик усилия – 30 Н; усилие удержания в конечных точках перемещения – 4,5 Н; напряжение питания контроллера типа CMFL – 24/48 В постоянного тока величиной 3 А; питание индуктора – многофазное переменное напряжение.

Использование синхронных ЛЭД постоянного тока в сочетании с аэростатическими направляющими обеспечивает получение высокоточных механотронных технологических модулей, предназначенных, например, для измерения и позиционирования объектов производства.

Показанный на рисунке 4.13, а координатный стол, имеющий гранитное основание 1, содержит два линейных двигателя 3 и 4, обеспечивающих перемещение каретки 8 с платформой 5 по двум координатам X и Y. Каждый из индукторов двигателей снабжен двумя парами круглых аэростатических опор 6 и 7, обеспечивающими их бесконтактное расположение (с гарантированным зазором) относительно полированной поверхности основания 1, а также двумя парами плоских аэростатических опор установленных на каретке 8, обеспечивающих бесконтактное перемещение индукторов вдоль боковых поверхностей реактивных частей ЛЭД.

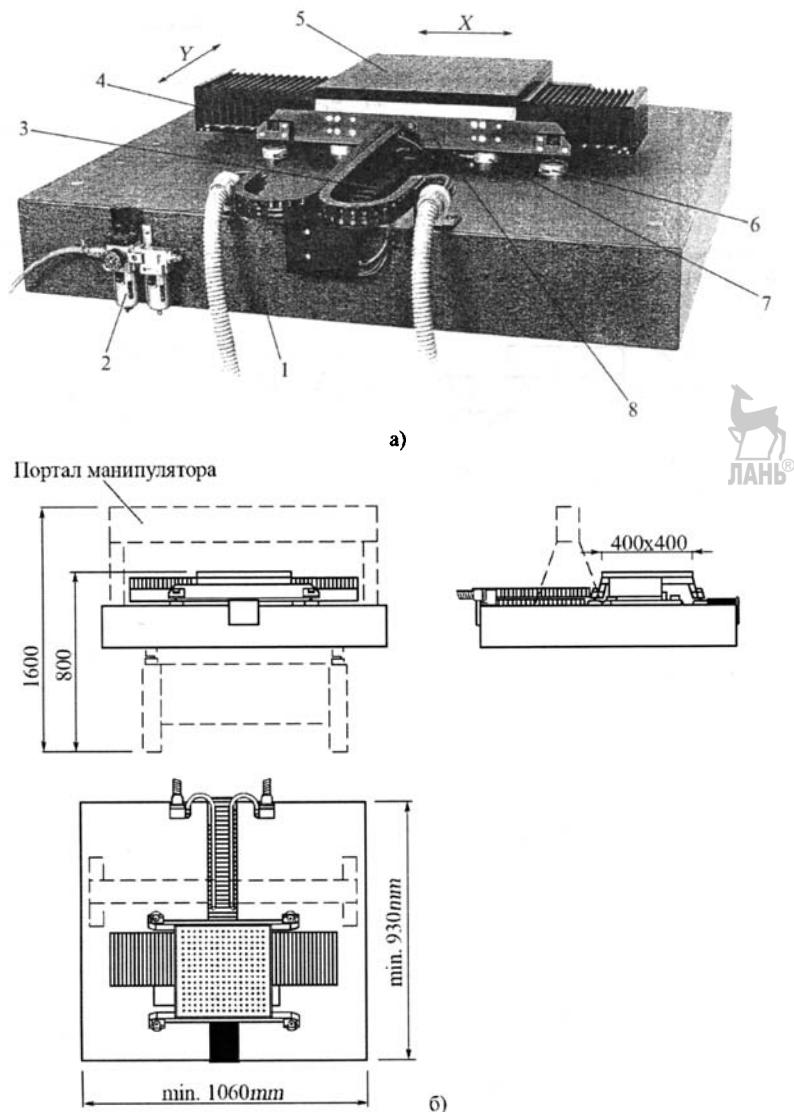


Рисунок 4.13 – Внешний вид (а) и габаритные размеры (б) двухкоординатного стола фирмы LPKF Motion&Control (Германия) с аэростатическими направляющими и линейными двигателями

Гранитное основание 1 предусматривает размещение на нем портала с манипулятором (или с измерительной головкой), обеспечивающим третью координату, необходимую, например, для осуществления прецизионной сборки.

Двухкоординатный стол имеет следующие эксплуатационные характеристики: перемещение по каждой координате – 450 мм; точность измерительных систем –  $\pm 3$  мкм/м; максимальная скорость перемещения – 350 мм/с; максимальное ускорение – 1 г; разрешающая способность – 0,05 мкм; минимальный шаг перемещения – 0,625 мкм; повторяемость выхода в заданную координату –  $\pm 0,5$  мкм; дополнительная перемещаемая масса – 20 кг; вес – 1,2 т; рабочая температура –  $20^{\circ}\text{C} \pm 0,5^{\circ}\text{C}$ ; влажность воздуха – max 60%; давление сжатого воздуха – 0,7 МПа  $\pm 0,01$  МПа; содержание масла в воздухе – < 7 мг/м<sup>3</sup>; расход сжатого воздуха – 1100 л/час.

## 4.2. Пневматические двигатели поступательного движения

### 4.2.1. Классификация, принцип работы и основные параметры

Принцип работы пневматического двигателя поступательного движения (ПДП) или просто **пневмоцилиндра** основан на преобразовании энергии сжатого воздуха в механическое линейное перемещение выходного звена.

Известные конструкции ПДП, применяемые в СП технологического оборудования, могут быть представлены двумя группами – штоковые и бесштоковые (рисунок 4.14).

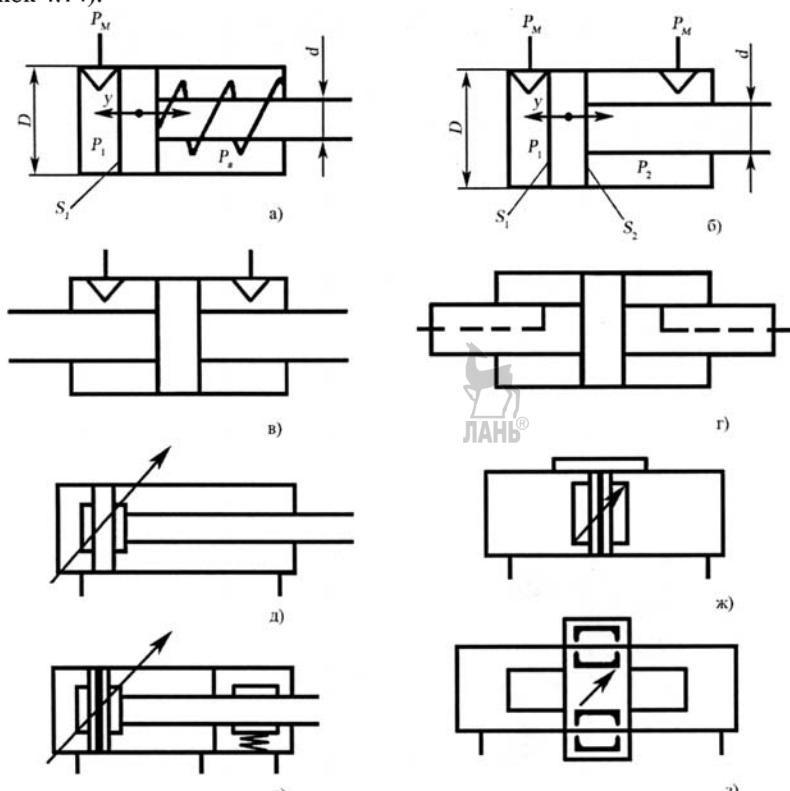


Рисунок 4.14 – Схемы ПДП

**Штоковые пневмоцилиндры** бывают одностороннего (а) и двустороннего (б) действия с односторонним (а, б) или двусторонним (в) штоком, с подводом сжатого воздуха в рабочие камеры через отверстия в корпусе (а, б, в) или через осевое отверстие в штоке (г).

Для регулирования торможения штока в конце хода пневмоцилиндры снажаются демпфирующими устройствами (д), а для фиксации штока в достигнутом положении – тормозными механизмами, управление которыми может осуществляться датчиками, активируемыми магнитным полем кольцевых магнитов, встроенных в поршень (е).

**Бесштоковые пневмоцилиндры** характеризуются отсутствием выходного звена в виде штока, связанного с поршнем, на который оказывает давление сжатый воздух, вызывая его перемещение (ж). Вместо штока роль выходного звена выполняет поводок, механически связанный с поршнем через продольный прорез в корпусе пневмоцилиндра, а герметизация рабочих полостей осуществляется с помощью продольной стальной ленты, находящейся под давлением сжатого воздуха,

поступающего в рабочие камеры. Кроме механической связи выходного звена с поршнем используется также магнитная связь (3). В этом случае корпус не имеет продольного прореза, т.е. рабочие камеры практически герметичны (не имеют внешних утечек воздуха), а поршень и расположенный снаружи цилиндрического корпуса выходной элемент в виде каретки, снабжены наборами постоянных кольцевых магнитов, магнитные потоки которых сцепляются между собой.

Пневмоцилиндры **одностороннего** действия применяются в тех случаях, когда необходимо производить работу с приложением к рабочему органу силы в одном направлении. Возврат поршня со штоком в исходное положение осуществляется встроенной пружиной. Так как для размещения пружины необходимо определенное пространство, что приводит к увеличению длины корпуса, они выпускаются обычно с рабочим ходом до 150 мм.

Развиваемое такими пневмоцилиндрами усилие  $F_{\text{в}}$  на выдвигающемся штоке, связанном с рабочим органом технологического оборудования, определяется по формуле

$$F_{\text{в}} = \pi p_m D^2 / 4 - F_{\text{тр}} - F_{\text{пр}}, \quad (4.13)$$

где  $p_m$  – давление воздуха в питающей магистрали, Па = Н/м<sup>2</sup>;  $D$  – диаметр поршня цилиндра, м;  $F_{\text{тр}}$  – сила трения в уплотнениях (обычно берется в пределах 10 % от развиваемого усилия), Н;  $F_{\text{пр}}$  – усилие, создаваемое пружиной (в конце хода составляет 10 % от развиваемого усилия), Н.

В промышленных пневматических сетях применяется давление сжатого воздуха  $p_m = 0,4 \dots 0,6$  МПа. Серийно производимые промышленностью элементы пневмоавтоматики, в т.ч. пневмоцилиндры, рассчитаны на работу при давлении воздуха до 1 МПа [72].

В пневмоцилиндрах **двустороннего** действия сила давления перемещает поршень попеременно в двух направлениях.

Усилие на штоке при его выдвижении рассчитывается с помощью выражения (4.13). Усилие при его втягивании  $F_{\text{вт}}$  меньше, чем при выдвижении из-за меньшей эффективной площади поршня со стороны штоковой полости на величину площади поперечного сечения штока, и может быть рассчитано с помощью выражения

$$F_{\text{вт}} = \pi p_m D^2 / 4 - \pi p_m d^2 / 4 - F_{\text{тр}}, \quad (4.14)$$

где  $d$  – диаметр штока, м.

Пневмоцилиндры с двусторонним штоком (рисунок 4.14, в) развивают одинаковое усилие на штоке при перемещении поршня в обоих направлениях, что является важным обстоятельством при создании реверсивных СП. Однако, они имеют большие, чем у пневмоцилиндров с односторонним штоком габаритные размеры, а следовательно, требуют большего пространства для их размещения на технологическом оборудовании.

**Бесштоковые пневмоцилиндры** (ж, з) являются пневмодвигателями двустороннего действия. Их применение особенно эффективно в составе длинноходовых СП, так как по сравнению со стандартными штоковыми ПДП они имеют выигрыш в габаритных размерах по длине примерно вдвое при тех же рабочих ходах, что объясняется отсутствием штоков. Так, например, бесштоковые пневмоцилиндры типа DGP фирмы «Festo» (Германия), рассчитанные на максимальное рабочее давление 0,8 МПа и диапазон температур от -10 до +60 °C, при диаметрах поршня от 8 до 80 мм обеспечивают ход каретки от 10 до 3000 мм [72].

#### 4.2.2. Конструктивное исполнение штоковых ПДП

Исполнение штоковых ПДП характеризуется большим многообразием конструктивных решений, обусловленных в первую очередь требованием их привязки к технологическому оборудованию, что отражается на форме их корпуса: круглые, квадратные, прямоугольные, плоские.

На рисунке 4.15, а, представлен общий вид и конструкция ПДП одностороннего действия, состоящего из круглого тонкостенного стального корпуса (гильзы) 7 с двумя завальцованными в нем алюминиевыми крышками 4 и 14, штока 1 с пружинами возврата 8 и поршня 9 с кольцевым магнитом 10 и манжетой из полиуретана 11. Передняя крышка 4 содержит направляющую втулку для штока и отверстие 5 для выхода воздуха из штоковой полости при движении поршня справа налево, а задняя крышка – питающее отверстие 12 для подвода сжатого воздуха. Монтаж на технологическом оборудовании может осуществляться с помощью резьбы с контргайкой 3 на передней крышке либо с помощью армированного стальной втулкой отверстия 13 в задней крышке.

Демпфирование поршня в конце хода обеспечивается нитриловыми кольцами 6. Связь штока 1 с рабочим органом обеспечивается с помощью резьбы и гайки 2.

Изображенный на рисунке 4.15, б пневмоцилиндр двустороннего действия имеет круглый корпус 2, крышки 1 и 5, соединенные между собой шпильками 6 с помощью фигурных гаек 7 с удлиненной резьбой. Сборный поршень 3 содержит кольцевой постоянный магнит 4 и пару воротничковых уплотнительных манжет из полиуретана.

Стандартный ПДП (ISO 6431) (рисунок 4.15, в) включает в себя цельнотянутый квадратный анодированный корпус 3 из алюминиевого сплава, алюминиевые крышки 2 и 7, поршень 4 со штоком 1, выполненным из высокопрочной легированной стали. Сборный поршень содержит кольцевой постоянный магнит 5 для управления концевыми датчиками положения, располагаемыми в наружных профильных канавках корпуса. В крышках кроме отверстий для подвода сжатого воздуха размещены регулируемые дроссели 6 для регулирования скорости торможения поршня в конце хода.

Представленный на рисунке 4.15, г пневмоцилиндр, выполненный на базе ПДП предыдущей конструкции, отличается наличием двустороннего полого штока Ш квадратного сечения. Проходное отверстие ПО может быть использовано, например, для связи полости вакуумного захвата, закрепленного на штоке с вакуум-насосом.

ПДП, показанный на рисунке 4.15, д, включает в себя стандартный пневмоцилиндр двустороннего действия 7 (рисунок 4.15, в), на передней крышке которого установлен механизм фиксации штока в требуемом положении, состоящий из корпуса 6 с ввернутым в него пневмоцилиндром одностороннего действия 3 с поршнем 2, возвратной пружиной 5 и расклиниченными пружиной 1 рычагами 4.

При подаче сжатого воздуха в пневмоцилиндр 3 происходит перемещение чашечного поршня, коническая внутренняя поверхность которого, взаимодействуя с верхними концами рычагов 4, вызывает их сведение и заклинивание штока пневмоцилиндра 7, проходящего через отверстия в нижней части рычагов 4.

ПДП (рисунок 4.15, е) снабжен механизмом фиксации штока, смонтированным в корпусе 4, установленном между крышками 3 и 14, через которые проходит шток 1 основного пневмоцилиндра 15. В крышку 14 ввинчена направляющая 12 поршня 11, имеющего в своем составе коническую втулку 10, взаимодействующую с шариками 9, которые помещены в клиновидном зазоре, образованном коническими торцевыми поверхностями направляющей 12 и втулки 8.

На штоке 1 между втулкой 8 и резьбовой втулкой 2, армированной закаленным кольцом 5, помещено упругое разрезное профильное кольцо 6 (цангa).

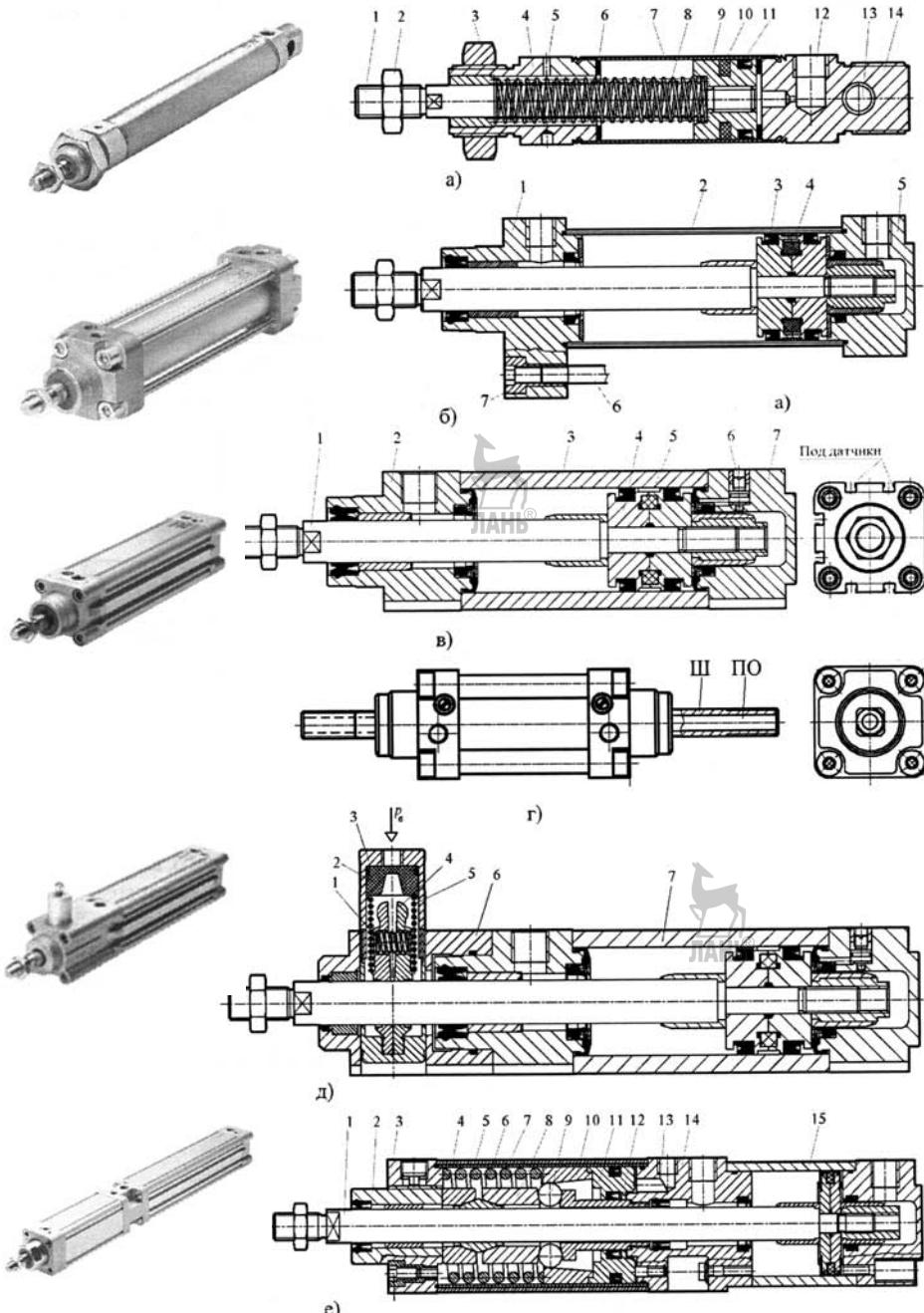


Рисунок 4.15 – Штоковые ПДП

При отсутствии давления поршень 11 с нажимной втулкой 10 за счет усилия, создаваемого пружиной 7, находится в правом положении, то есть, около крышки 14 основного пневмоцилиндра. При этом коническая поверхность нажимной втулки, взаимодействуя с шариками 9, перемещает их в радиальном направлении, вызывая осевое перемещение втулки 8, что приводит к кольцевой деформации (сжатию) упругого разрезного кольца (цанги) 6, зажимающего шток 1. При подаче давления через отверстие питания 13 к поршню 11, последний, перемещаясь влево

сжимает пружину 7 и освобождает шарики 9 от оказываемого на них давления со стороны втулки 10. Упругое кольцо 6 разжимается, освобождая шток 1.

Для устранения вращения штока вокруг своей оси применяются технические решения, основанные на его выполнении либо с квадратной формой поперечного сечения, либо выполнении на нем пазов под скользящие шпонки, либо на выполнении поршня некруглой (прямоугольной, овальной) формы, либо на использовании дополнительных внешних направляющих. Однако эти технические решения не всегда отвечают требованиям точности, быстродействия, удобства встраивания в технологическое оборудование из-за несоответствия весогабаритных параметров.

Достижение высокой точности углового расположения штока, высокого быстродействия и отсутствия угловых колебаний вокруг оси обеспечивается путем выполнения на штоке продольных сферических канавок, используемых в качестве беговых дорожек для шариковых опор качения (рисунок 4.16).

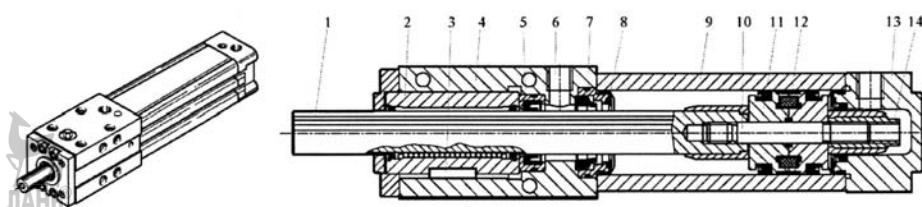


Рисунок 4.16 – Пневмоцилиндр с фиксированным угловым положением штока

Выпускаемые, например, фирмой «Festo» (Германия) такие пневмоцилиндры (тип DFP) рассчитаны на давление 0,05...1,0 МПа, развивают усилие на выдвигающемся штоте при давлении 0,6 МПа от 47 до 3014 Н, а на втягивающемся штоте – 31...2262 Н; максимальная скорость штота при выдвижении – 0,8...0,9 м/с, при втягивании – 0,8...0,7 м/с; максимальный допустимый крутящий момент на штоте: динамический – 0,2...75 Н·м, статический – 0,4...100 Н·м.

Конструктивно ПДП данного типа выполнен на базе полого алюминиевого корпуса 9, закрытого с одной стороны крышкой 13, а с другой – корпусом 4 шариковой циркуляционной направляющей 2. Внутри корпуса 9 размещен сборный поршень 11 с кольцевым магнитом 12, соединенный со стальным штотом 1 шпилькой 10 с гайкой 14. Угловое положение направляющей 2 относительно корпуса 4 обеспечивается шпонкой 3. Манжета 5 снабжена фигурным воротничком под продольные канавки штота, а манжета 7 является частью механизма демпфирования поршня в конце перемещения. В крышке 13 и корпусе 4 выполнены питающие отверстия 6.

#### 4.2.3. Конструктивное исполнение бесштоковых ПДП

Существенным преимуществом бесштоковых ПДП перед штотовыми является возможность обеспечения значительно больших рабочих ходов (до нескольких метров) без применения специальных механизмов обеспечения жесткости выходного звена (бегунка) как в продольном, так и в поперечном сечениях. Благодаря тому, что бегунок расположен в продольном щелевом отверстии корпуса, выполняющем роль направляющей, он лишен, в отличие от штота круглого сечения, возможности вращения.

На рисунке 4.17 представлены общий вид (а), конструкция (б) ПДП с механической связью между поршнем и бегунком типа DGP фирмы «Festo». Они производятся с диаметром поршня от 8 до 80 мм, ходом поршня – от 10 до 3000 мм, максимальное рабочее давление – 0,8 МПа.

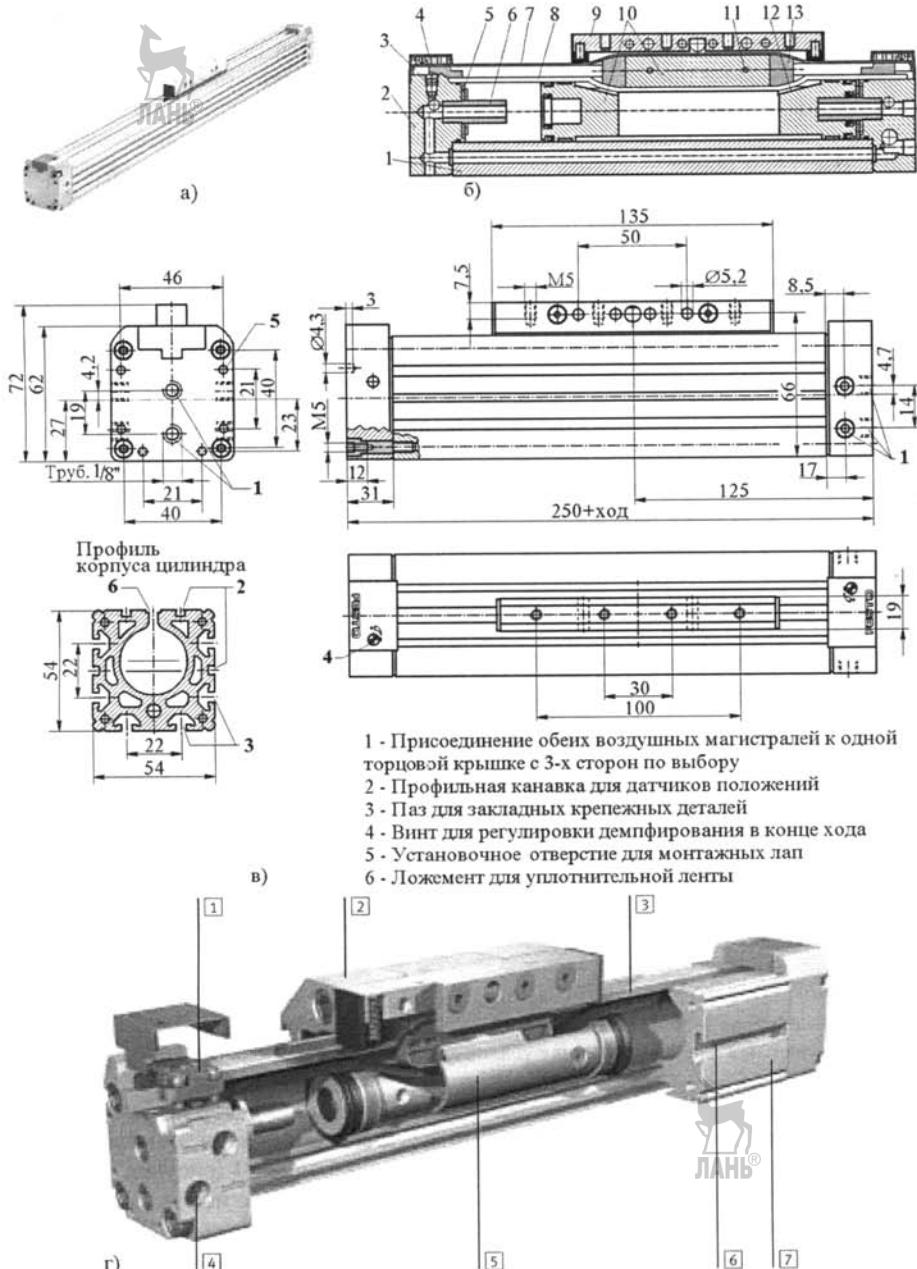


Рисунок 4.17 – Бесштоковый пневмоцилиндр с механической связью поршня с выходным звеном (бегунком): 1 – платформа для установки демпферов и контроллеров; 2 – каретка; 3 – защитная лента; 4 – питающее отверстие; 5 – сборный поршень с бегунком; 6 – профильный паз для датчиков; 7 – корпус ПДП из стандартного профиля

Благодаря шлицевой форме алюминиевого профиля корпуса 1 (рисунок 4.17, б) бегунок 9 защищен от проворота в отличие от пневмоцилиндра с магнитной связью. С торцов корпус закрыт крышками 2, имеющими на обращенных к поршню 10 поверхностях демпфирующие кольца 5 и плунжеры 6 регулируемых дросселей 3, входящих в конце хода поршня в отверстия с манжетами на его тор-

цевых поверхностях. Бегунок 9 жестко связан со сборным поршнем 10 подпружиненными штифтами 11. Уплотнение рабочих полостей осуществляется с помощью специальной профильной ленты 8 из нержавеющей стали, для размещения которой в зоне продольного прореза корпуса предусмотрен специальный ложемент. Лента закреплена на корпусе с помощью механизмов натяжения 4 и пропущена через поршень сквозь щелевые отверстия 12. Для защиты поршня от попадания извне пыли и грязи предназначена металлическая лента 7, пропущенная через щель, образованную бегунком 9 и верхней частью поршня 10, снабженной ленточными разделителями 13 из твердого сплава или закаленной стали, которые для уменьшения износа лент и уменьшения трения имеют высокий класс чистоты поверхности. В поршень встроены постоянные магниты для управления датчиками конечных положений герконного типа, размещаемыми в профильных канавках корпуса.

Размерные параметры пневмоцилиндра типа DGP-32...PPV-A-B с диаметром поршня 32 мм, регулируемым демпфированием и опросом приведены на (в). Полезное усилие, создаваемое поршнем при рабочем давлении 0,6 МПа – 483 Н; основная масса – 1,55 кг; масса на 10 мм хода – 0,041 кг; путь торможения – 20 мм. Разрез ПДП представлен на (г).

Снабжение бесштокового пневмоцилиндра встроенной направляющей 1 (рисунок 4.18, а) и кареткой 2 с шариковыми циркуляционными опорами качения, механически связанный с бегунком 3, позволяет осуществить силовую разгрузку последнего, исключить влияние его люфтов из-за наличия гарантированных зазоров на точность позиционирования и способствует увеличению воспринимаемых пневмоцилиндром поперечных нагрузок.

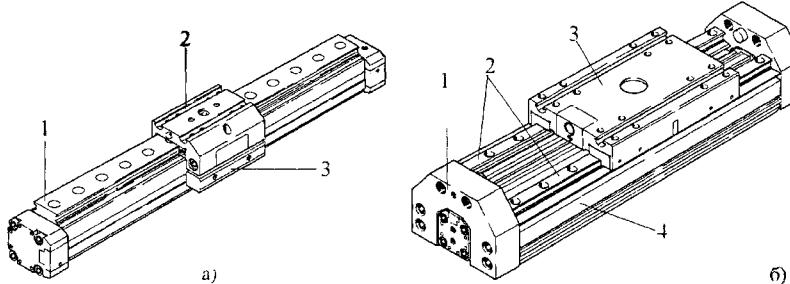


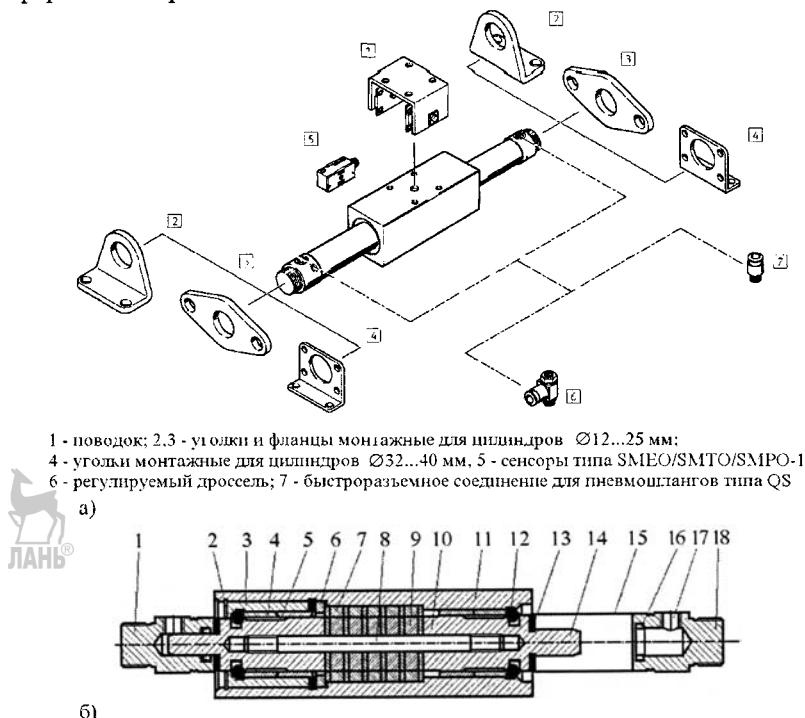
Рисунок 4.18 – Бесштоковые ПДП со встроенной направляющей качения для каретки (а) и с усиленной направляющей каретки (б)

Показанный на рисунке 4.18, б бесштоковый пневмоцилиндр характеризуется усиленным корпусом 4 с направляющими качения 2 для каретки 3, механически связанный с бегунком базового бесштокового пневмоцилиндра 1 (рисунок 4.17).

На рисунке 4.19 представлен общий вид (а) бесштокового пневмоцилиндра с магнитной связью поршня с бегунком, установленным на наружной образующей трубчатой направляющей для поршня, с комплектом крепежных элементов для монтажа пневмоцилиндра на технологическом оборудовании, а на (б) показана его конструкция.

Направляющей бегунка 11 из анодированного алюминия является тонкостенная гильза (труба) 15 из высокопрочной легированной стали, закрытая с двух сторон пробками 1 и 18 с резьбовыми отверстиями 17 для подвода/отвода сжатого воздуха. Внутри гильзы размещен сборный поршень, включающий в себя два стянутых шпилькой 8 плунжера 10, между которыми помещены кольцевые постоянные магниты 9, разделенные шайбами из немагнитного материала. Плунжеры снабжены манжетными уплотнениями 12, демпфирующими кольцами 13 и тонкостенными втулками 5, выполняющими функции подшипников скольжения. Оссе-

вые консоли 14 плунжеров и манжеты 16 в пробках 1 и 18 предназначены для демпфирования поршня в конце хода.



1 - поводок; 2.3 - узлы и фланцы монтажные для цилиндров  $\varnothing 12\ldots 25$  мм;  
4 - уголки монтажные для цилиндров  $\varnothing 32\ldots 40$  мм, 5 - сенсоры типа SMEO/SMTO/SMPO-1;  
6 - регулируемый дроссель; 7 - бысторазъемное соединение для пневмошлангов типа QS

Рисунок 4.19 – Бесштоковый ПДП с магнитной связью поршня с выходным звеном (бегунком)

Бегунок 11 также снабжен кольцевыми постоянными магнитами 7 с немагнитными приставками, размещенными с таким же осевым шагом, как и магниты поршня, и закрепленными в нем с помощью упорного кольца 6, втулки 3 и стопорного разрезного кольца 2.

В связи с тем, что пневмоцилиндры с магнитной связью выполняются часто неразборными (пробки завальцованны в гильзе), на поршень наносится специальная консистентная смазка на весь срок их службы.

Перемещения бегунка по направляющей осуществляются за счет силового взаимодействия магнитных полей поляризованных постоянных кольцевых магнитов, установленных на нем и на поршне.



#### 4.2.4. Определение динамических характеристик движения ПД двустороннего и одностороннего действия

ПДП двустороннего действия в составе СП управляются пропорциональными пневмораспределителями.

Период времени от момента открытия золотника пневмораспределителя до момента начала движения поршня называется **подготовительным периодом**, обозначенным на диаграмме перемещения выходного звена  $t_1$  (рисунок 4.20). Время подготовительного периода складывается из времени открытия золотника  $t_1$ , времени распространения воздушной волны по трубчатой магистрали  $t_2$ , а также времени нарастания давления в рабочей полости и падения давления в полости противодавления (выхлопа)  $t_3$ , т.е.

$$t_1 = t_1 + t_2 + t_3, \quad (4.15)$$

после чего наступает движение поршня ПДП.

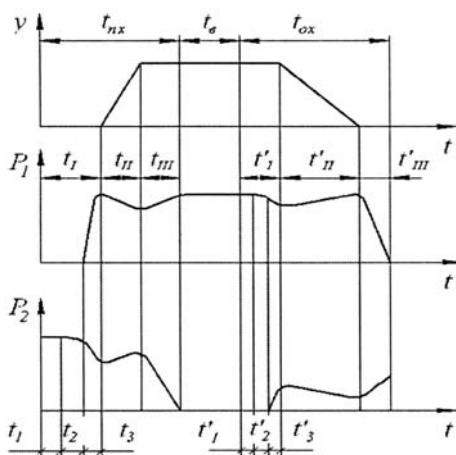


Рисунок 4.20 – Диаграмма перемещения выходного звена пневмоцилиндра и изменение давления в полостях по времени

Время  $t_1$  во многих случаях оказывается пренебрежительно мало по сравнению с длительностью цикла работы исполнительных устройств (например, для пропорционального пневмораспределителя типа MPYE (Festo) – 3...5 мс).

Время распространения волны давления

$$t_2 = l_t / c, \quad (4.16)$$

где  $l_t$  – длина трубопровода, м;  $c$  – скорость распространения звука в воздухе, м/с (при 0 °C,  $c = 331,8$  м/с).

Время заполнения полости до заданного давления сжатого воздуха:

– для полости ПДП с одним входом без дросселя

$$t_3 = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{V_o}{f_{yt}^3} [\Psi_1(\sigma_2) - \Psi_1(\sigma_1)]; \quad (4.17)$$

– для полости ПДП с дросселем на входе

$$t_3 = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{V_o}{f_{yt}^3} [\Psi_1(\sigma_2) - \Psi_1(\sigma_1)]; \quad (4.18)$$

– для полости ПДП с одним выходом без дросселя

$$t_3 = 2,53 \cdot 10^{-2} \frac{V_o}{f_{yt}^3 \cdot \sigma_a^{(k-1)/2k}} \left[ \Psi_2\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right) - \Psi_2\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_1}\right) \right]; \quad (4.19)$$

– для полости с дросселем на выходе

$$t_3 = 2,53 \cdot 10^{-2} \frac{V'_o}{f_{yt}^3 \cdot \sigma_a^{(k-1)/2k}} \left[ \Psi_2\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right) - \Psi_2\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_1}\right) \right], \quad (4.20)$$

где  $V_o = V_1 + V_t$ ;  $V_1$  и  $V_t$  – объем соответственно полости и питающего трубопровода,  $\text{м}^3$ ;  $\sigma_1 = p_1/p_m$ ;  $\sigma_2 = p_2/p_m$ ;  $p_1$  и  $p_2$  – начальное и конечное абсолютное давление воздуха в полости;  $p_m$  – абсолютное давление в магистрали, обеспечиваемое редукционным клапаном (регулятором давления), установленным на входе в пневмосистему;  $f_{yt}^3$  – суммарная эффективная площадь проходного сечения управляющего устройства и трубопровода,  $\text{м}^2$ ;  $\Psi_1(\sigma)$ ,  $\Psi_2(\sigma)$  – функции давления

ния, значения которых определяются с помощью графика на рисунке 4.21;  $V_e$  и  $V'_e$  – эквивалентные объемы;  $f^3$  – эквивалентная эффективная площадь;  $\sigma_a = \sigma_1 = p_a / p_m$  – безразмерное давление в начале процесса наполнения магистрали сжатым воздухом;  $\sigma_d = \sigma_2 = p_d / p_m$  – безразмерное давление в конце процесса наполнения магистрали;  $p_a$  – давление окружающей среды;  $p_d$  – давление в момент начала движения поршня;  $k = 1,4$  – показатель адиабаты для воздуха.

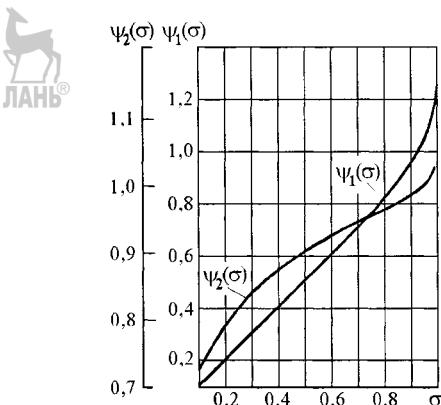


Рисунок 4.21 – Графики для определения функций  $\psi_1(\sigma)$  и  $\psi_2(\sigma)$

Суммарная эффективная площадь определяется из уравнения

$$f_{yt}^3 = \frac{f_y^3 \cdot f_t^3}{\sqrt{(f_y^3)^2 + (f_t^3)^2}}, \quad (4.21)$$

где  $f_y^3$  – эффективная площадь проходного сечения управляющего устройства;  $f_t^3 = \mu_t f_t$  – эффективная площадь проходного сечения трубопровода;  $f_t$  – геометрическая площадь проходного сечения трубопровода;  $\mu_t$  – коэффициент расхода трубопровода, определяемый из графиков на рисунке 4.22 в зависимости от коэффициента гидравлического сопротивления

$$\xi = \lambda_{np} l_t / (2d_t),$$

где  $l_t$  – длина трубопровода;  $d_t$  – внутренний диаметр трубопровода;  $\lambda = 0,01 \dots 0,04$  – приведенный коэффициент трения, зависящий от шероховатости стенок, материала и диаметра.

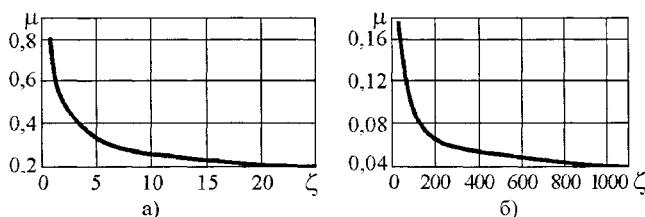


Рисунок 4.22 – Зависимость коэффициента расхода  $\mu$  от коэффициента сопротивления трубопровода: а) для малых значений  $\zeta$ ; б) для больших значений  $\zeta$

Эквивалентный объем при наполнении полости ПДП через дроссель

$$V_e = V_1 + A V_t, \quad (4.22)$$

а эквивалентная эффективная площадь составляет

$$f_3^3 = \frac{f_k^3 \cdot f_{yt}^3}{\sqrt{(f_k^3)^2 + (f_{yt}^3)^2}}, \quad (4.23)$$

где  $V_t$  – объем подводящего трубопровода, определяемый по длине трубы от управляющего устройства до полости  $V_1$ ;  $A$  – коэффициент приведения объемов;  $f_k^3$  – эффективная площадь сечения дросселя (рисунок 4.23).

Например, коэффициент  $A$  приведения объемов при  $\sigma_1 = \sigma_a = 0,2$  и  $\sigma_2 = \sigma_d$  для значений безразмерного объема  $\Lambda = 1\dots 100$  и безразмерного сопротивления  $\Omega = 1$  находится в пределах от 0,4 до 1,6 [44].

Следующим периодом времени является **время перемещения поршня** ПДП  $t_{II}$  на величину рабочего хода. Время нарастания давления в рабочей полости до давления питания и падение давления в противоположной (выхлопной) полости называется **заключительным периодом**  $t_{III}$ .

С учетом вышеизложенного, время прямого хода поршня ПДП

$$t_{px} = t_I + t_{II} + t_{III}. \quad (4.24)$$

Аналогичным образом определяется время обратного хода поршня.

Вследствие сжимаемости воздуха движение выходного звена ПДП (период перемещения поршня за время  $t_{II}$ ) может быть описано системой нелинейных дифференциальных уравнений, решаемых численными методами.

Для определения скорости и времени установившегося движения поршня ПДП двустороннего действия с постоянной нагрузкой на выходном звене можно применить упрощенные методы решения с достаточной степенью точности. В данном случае рассматривается ПДП, в котором

$$\dot{y} = const, \ddot{y} = 0, F_h = F_{II} + F_{III}, dp_1/dt = 0, dp_2/dt = 0,$$

где  $\dot{y}$  – скорость перемещения поршня, м/с;  $\ddot{y}$  – ускорение поршня, м/с<sup>2</sup>;  $F_{II}$  – постоянная нагрузка на выходном звене, Н;  $p_1, p_2$  – абсолютные давления (атмосферное плюс избыточное) в рабочих полостях ПДП, Па;  $F_{III}$  – сила трения, Н.

Уравнения, описывающие движение поршня такого ПДП, имеют следующий вид:

$$\left. \begin{array}{l} p_1 S_1 - p_2 S_2 = F_h; \\ \frac{RT}{S_1} G_1 = p_1 \frac{dy}{dt}; \\ \frac{RT}{S_2} G_2 = p_2 \frac{dy}{dt}, \end{array} \right\} \quad (4.25)$$

где  $R = 287$  Дж/кг·К – универсальная газовая постоянная;  $T$  – температура в кельвинах,  $T = 293^\circ$ ;  $S_1, S_2$  – рабочие площади поршня со стороны двух рабочих полостей, м<sup>2</sup>;  $G_1, G_2$  – массовые расходы воздуха в рабочих полостях, кг/с;  $y$  – величина перемещения поршня, м;  $dy/dt$  или  $\dot{y}$  – скорость перемещения поршня, м/с.

Для **докритического режима** при  $p_1/p_m > 0,5, p_a/p_2 > 0,5$  скорость выходного звена с учетом наполнения одной полости, например, бесштоковой и опорожнения другой – штоковой, может быть определена с помощью выражений:

$$\dot{y} = \chi_1 \frac{S_{dp} \sqrt{2RT}}{S_1} \cdot \sqrt{\frac{p_m}{p_1} - 1}; \quad (4.26)$$

$$\dot{y} = \chi_2 \frac{S_{\partial p} \sqrt{2RT}}{S_2} \cdot \sqrt{\frac{p_a(p_2 - p_1)}{p_2}}, \quad (4.27)$$

где  $\chi_1 = 0,02 \dots 0,05$  – коэффициент нелинейности, зависящий от отношения  $S_{\partial p}/S_1$ ;  $\chi_2 = 0,010 \dots 0,015$  – коэффициент нелинейности, зависящий от отношения

$S_{\partial p}/S_2$ ;  $S_{\partial p}$  – площадь проходного сечения питающего отверстия на входе в рабочие полости пневмоцилиндра,  $\text{м}^2$ ; (диаметр входного и выходного отверстий – 0,002 м).

Для **надкритического режима** при  $p_1/p_m < 0,5$ ,  $p_a/p_2 < 0,5$  с учетом тех же условий

$$\dot{y} = \chi'_1 \frac{S_{\partial p} \sqrt{2RT}}{2S_1}; \quad (4.28)$$

$$\dot{y} = \chi'_2 \frac{S_{\partial p} \sqrt{2RT}}{2S_2}, \quad (4.29)$$

где  $\chi'_1 = \chi'_2 = 0,005 \dots 0,08$  – коэффициент нелинейности.

Из уравнения (4.26) можно определить величину давления сжатого воздуха  $p_1$  в наполняемой бесштоковой полости:

$$p_1 = \frac{2RT S_{\partial p}^2 p_m \chi_1^2}{\dot{y} S_1^2 + 2S_{\partial p}^2 RT \chi_1^2}. \quad (4.30)$$

Данное уравнение может быть использовано при определении параметров давления в бесштоковой полости пневмоцилиндра одностороннего действия.

Уравнение движения (динамики) поршня пневмоцилиндра двустороннего действия (рисунок 4.23) при изменяющейся нагрузке имеет следующий вид [11,44]

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = p_1 S_1 - p_2 S_2 - cy - F', \quad (4.31)$$

$m$  – масса подвижных частей ПДП и присоединенных к нему поступательно движущихся рабочих органов технологического оборудования, кг;  $y$  – текущая координата перемещения, м;  $p_1, p_2$  – соответственно давление воздуха в напорной и выхлопной полости, Па;  $S_1, S_2$  – соответственно площади рабочих поверхностей поршня со стороны штоковой и бесштоковой полости,  $\text{м}^2$ ;  $c$  – коэффициент, характеризующий переменную линейно изменяющуюся нагрузку в функции перемещения поршня  $y$  (сила сопротивления при технологических операциях, например, при прессовании, точении, сверлении, транспортировании или сила сопротивления упругого элемента (жесткость), например, пружины, мембранны и др.)  $\text{Н}/\text{м}$ ;  $t$  – время перемещения поршня на заданное расстояние  $y$ , с;  $F'$  – результирующая всех постоянных сил, действующих на поршень, Н.

Уравнение для определения давления воздуха в напорной полости (рисунок 4.23, а) имеет следующий вид:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k f_1^3 K p_m \sqrt{RT_m}}{S_1(y_{01} + y)} \Phi(\sigma_1) - \frac{k p_1}{(y_{01} + y)} \cdot \frac{dy}{dt}, \quad (4.32)$$

а в выхлопной полости

$$\frac{dp_2}{dt} = - \frac{k f_2^3 K p_2^{2k} \sqrt{RT}}{S_2(y_p + y_{02} - y) p_m^{2k}} \Phi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right) + \frac{k p_2}{(y_p + y_{02} - y)} \cdot \frac{dy}{dt}, \quad (4.33)$$

где  $\phi(\sigma) = \phi(\sigma_1) = \phi(\sigma_a/\sigma_2) = 0,2588$  при  $\sigma \leq 0,528$  и  $\phi(\sigma) = \sqrt{\sigma^{2/k} - \sigma^{(k+1)/k}}$  и при условии  $0,528 < \sigma < 1$ ;  $f_1^3$  и  $f_2^3$  – эффективные площади входного и выходного отверстий,  $\text{м}^2$ ;  $\phi(\sigma_1)$  – функция расхода (рисунок 4.22);  $y_{01} = V_{01}/S_1$  и  $y_{02} = V_{02}/S_2$  – приведенные начальная и конечная координаты положения поршня, м;  $V_{01}$  и  $V_{02}$  – начальный и конечный объем рабочей полости,  $\text{м}^3$ ;  $y$  – заданная величина перемещения поршня (рабочий ход), м;  $K = [2k/(k-1)]^{1/2}$  – коэффициент;  $k = 1,4$  – показатель адиабаты.

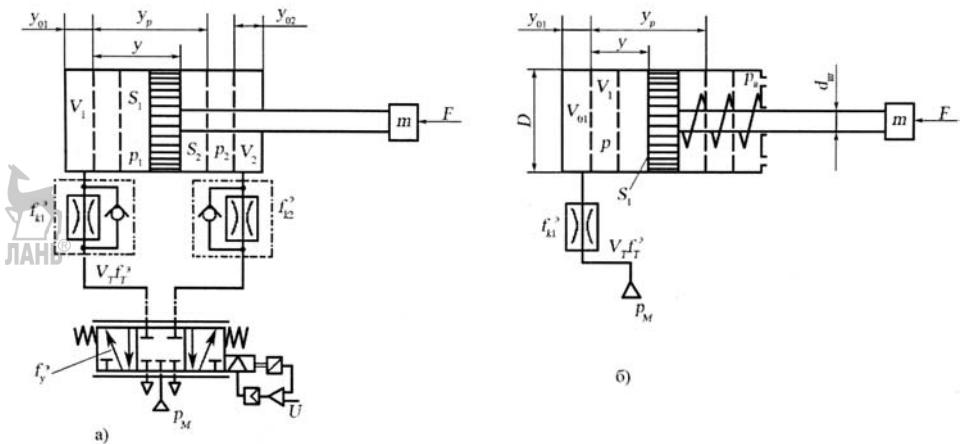


Рисунок 4.23 – Схемы для расчета пневмоцилиндров двустороннего (а) и одностороннего действия (б)

При определении начальной и конечной координаты положения поршня необходимо учитывать не только начальный объем полостей  $V_{01}$  и  $V_{02}$  (так называемые вредные пространства), но и объем трубопроводов от пневмораспределителя до входного отверстия в рабочую полость пневмоцилиндра.

Совместное решение уравнений (4.31), (4.32) и (4.33) позволяет определить время перемещения поршня  $t_{II}$  и величину рабочего хода  $y_p$ .

Уравнение движения поршня при прямом ходе пневмоцилиндра одностороннего действия (рисунок 4.23, б) имеет следующий вид:

$$m \frac{d^2y}{dt^2} = (p_1 - p_a)S_1 - j_{np}y - F', \quad (4.34)$$

где  $j_{np}$  – жесткость пружины, Н/м.

Определение давления сжатого воздуха  $p_1$  в полости нагнетания при ее наполнении можно произвести, используя уравнение

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k f_1^3 K p_M \sqrt{RT}}{S_1(y_{01} + y)} \phi(\sigma_1) - \frac{k p_1}{(y_{01} + y)} \cdot \frac{dy}{dt}, \quad (4.35)$$

где  $\sigma_1 = p_1/p_M$  – безразмерное давление в полости нагнетания;  $f_1^3 = \mu f_{1T}$  – эффективная площадь входного отверстия;  $\mu$  – коэффициент расхода подводящего трубопровода;  $f_{1T}$  – геометрическая площадь сечения подводящего трубопровода.

Время  $t_{II}$  перемещения поршня на заданную величину может быть получено путем совместного решения уравнений (4.34) и (4.35) с помощью, например, методов Рунге-Кутта, Адамса, Эйлера.

Уравнение движения поршня при обратном ходе имеет вид

$$m \frac{d^2y}{dt^2} = j_{\text{пр}}(y_p - y) - (p_2 - p_a)S_1 - F'. \quad (4.36)$$

Для того, чтобы поршень вернулся в исходное положение, результирующая сила  $F'$  в уравнении (4.36) должна иметь знак минус, т.е. необходимо, чтобы в выражении для определения результирующей всех постоянных сил ( $H$ ), действующих на выходное звено с поршнем, кроме сил давления воздуха, имеющем вид

$$F' = F_1 + F_2 + F_3 + F_{\text{пр}}, \quad (4.37)$$

выполнялось неравенство

$$F_2 + F_0 > F_1 \text{ (отрицательная нагрузка),}$$

где  $F_1$  – сила трения;  $F_2$  – сила полезного сопротивления (технологическая нагрузка);  $F_3$  – вес поршня и всех поступательно движущихся частей (принимается во внимание только при вертикальном расположении пневмоцилиндра);  $F_{\text{пр}} = F_0 + F_i$  – сила противодействия пружины;  $F_0$  – сила предварительного сжатия пружины;  $F_i = j_{\text{пр}} \cdot y_{pi}$  – текущее усилие противодействия пружины;  $j_{\text{пр}}$  – жесткость пружины, Н/м;  $y_{pi}$  – текущее значение рабочего хода поршня, м.

Решение нелинейных уравнений (4.32), (4.33) и (4.35) производится численными методами интегрирования до момента, пока текущая координата не станет равной рабочему ходу. Шаг интегрирования выбирается в зависимости от требуемой точности расчета.

### 4.3. Гидравлические двигатели поступательного движения

#### 4.3.1. Классификация, принцип работы и основные параметры

Гидравлические двигатели поступательного движения (ГДП) или гидроцилиндры являются объемными ГД и предназначены для преобразования энергии потока рабочей жидкости в энергию поступательного движения их выходного звена, функции которого выполняют либо поршень со штоком в случае неподвижного корпуса, либо корпус в случае неподвижно закрепленного штока (рисунок 4.24).

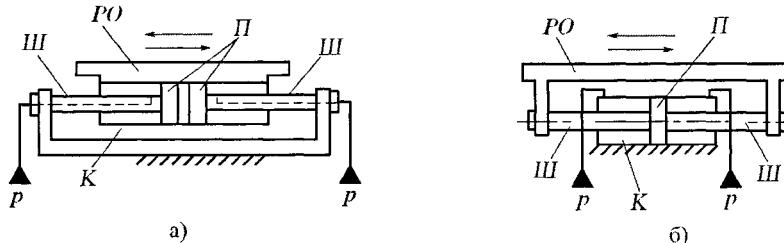


Рисунок 4.24 – Схемы монтажа ГДП на технологическом оборудовании при неподвижном штоке (а) и неподвижном корпусе (подвижном штоке) (б);

РО – рабочий орган технологического оборудования; П – поршень;

Ш – шток; К – корпус (гильзу)

Как и ПДП (см. рисунок 4.14) ГДП подразделяются: по направлению действия рабочей среды на гидроцилиндры одностороннего (а) и двустороннего (б) действия; по числу штоков – с односторонним (а, б) и двусторонним (в, г) штоком; по способу подвода рабочей жидкости – через корпус (гильзу) (в) или через шток (г).

Применение ГДП в составе технологического оборудования особенно эффективно, когда необходимо обеспечить получение больших удельных сил на рабочем органе (отношение развиваемого усилия к собственной массе ГД), что не может быть получено при использовании электрических или пневматических двигателей.

Физически это объясняется тем, что развиваемая гидроцилиндром сила на выходном звене  $F(H)$  есть произведение давления жидкости  $p$  (Па), подаваемой в гидроцилиндр, на площадь рабочей поверхности его поршня  $S$  ( $\text{м}^2$ ), который выполняет полезную работу, т.е.

$$F = pS.$$

Иными словами, усилие на выходном звене (при неизменном диаметре поршня) зависит от величины давления жидкости, создаваемого насосом и от способа сохранения этого давления.

На практике в основном используются ГДП, работающие на давлении до  $60 \cdot 10^5 \text{ Па} = 6 \text{ МПа}$ .

Рабочая жидкость, служащая для передачи энергии, кроме функций энергоснителя должна эффективно смазывать трещущиеся поверхности, защищать детали гидравлических агрегатов в составе СП от коррозии, быть нетоксичной, пожаро- и взрывобезопасной, дешевой.

В качестве рабочих жидкостей в гидросистемах применяют минеральные масла, изготовленные на нефтяной основе, как с присадками, так и без них, а также синтетические жидкости, основу которых составляют кремний и фторуглеродистые полимеры.

Взаимосвязь между основными параметрами гидроцилиндра с односторонним штоком может быть рассмотрена с помощью схемы на рисунке 4.25.

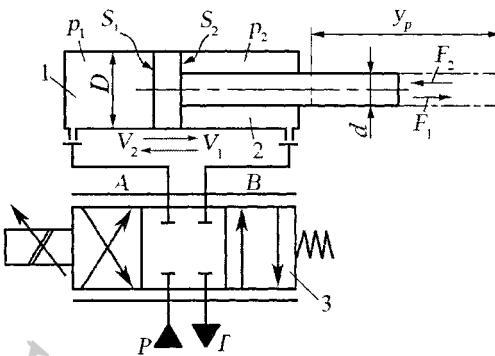


Рисунок 4.25 – Основные параметры ГДП

Управление ГДП, т.е. обеспечение подачи рабочей жидкости давлением  $p$ , осуществляется с помощью пропорционального 4/3-гидрораспределителя с электромагнитным управлением 3. Поступающая в напорную гидролинию Р рабочая жидкость попеременно распределяется по рабочим линиям А и В, соответственно в рабочие полости 1 и 2 гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком. Линия Т является сливной.

При переключении гидрораспределителя 3 в левое положение бесштоковая полость 1 гидроцилиндра соединяется через линию А с напорной линией Р, а штоковая полость 2 – со сливной линией Т посредством линии В. Происходит перемещение поршня со штоком вправо (выдвижение) со скоростью

$$v_1 = Q/S_1 = 4Q/(\pi D)^2, \quad (4.38)$$

а развиваемое на нем усилие

$$F_1 = p_h S_1 = p_h (\pi D^2 / 4), \quad (4.39)$$

где  $p_h = p_1$  – давление в напорной рабочей полости;  $S_1$  – площадь поршня со стороны напорной рабочей полости;  $D$  – диаметр поршня;  $Q$  – количество жидкости, поступившей в напорную полость (расход).

При переключении трехпозиционного гидрораспределителя в правое положение напорная линия Р соединяется посредством линии В с рабочей полостью 2 и шток втягивается.

В гидроцилиндрах двустороннего действия с односторонним штоком при одинаковом количестве жидкости, которая подается в каждую из рабочих полостей, скорость поршня со штоком будет разной. Движение поршня вправо происходит со скоростью  $v_1$  большей, чем скорость  $v_2$  движения влево, на величину отношения  $S_1/S_2$ , где  $S_2 = S_1 - S_{шт} = \pi(D^2 - d^2)/4$  – площадь поршня со стороны штоковой полости;  $d$  – диаметр штока.

В гидроцилиндрах с двусторонним штоком  $S_1 = S_2$ . Поэтому скорости движения вправо  $v_1$  и влево  $v_2$ , а также усилия на штоке  $F_1 = F_2$ , т.е.

$$v_1 = v_2 = Q / [\pi(D^2 - d^2)]; \quad (4.40)$$

$$F_1 = F_2 = \pi(p_h - p_{cl})(D^2 - d^2)/4, \quad (4.41)$$

где  $p_{cl} = p_2$  – давление в сливной полости.

Мощность, развиваемая гидроцилиндром (кВт),

$$P = F \cdot v, \quad (4.42)$$

где  $F$  – развиваемое усилие на штоке, кН;  $v$  – скорость поршня, м/с.

При постоянном количестве рабочей жидкости, поступающей в гидроцилиндр, диаметр штока может быть определен с помощью выражения

$$d = D \sqrt{1 - (v_1/v_2)}. \quad (4.43)$$

На достижение заданных параметров движения большое влияние оказывает способ закрепления гидроцилиндра на технологическом оборудовании (рисунок 4.26) [50].

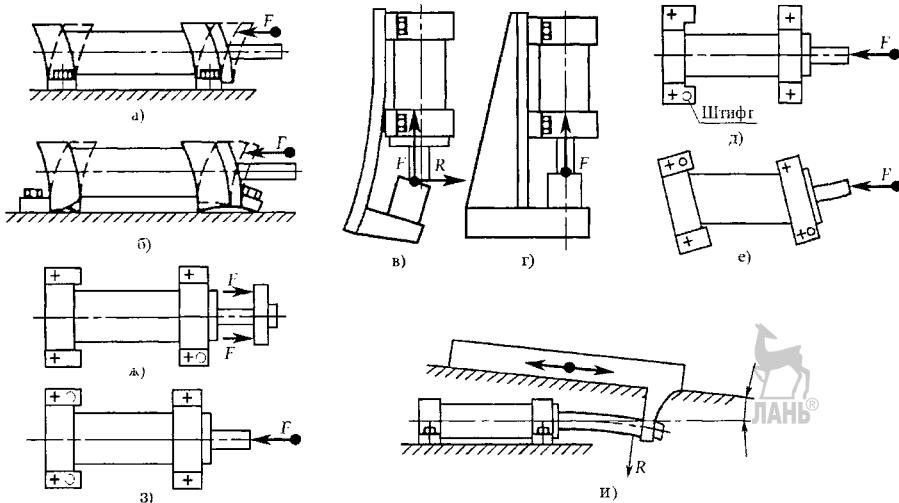


Рисунок 4.26 – Примеры закрепления гидроцилиндров

Гидроцилиндры, установочная плоскость которых расположена у основания, под действием нагрузки  $F$  могут деформироваться (а, б). Поскольку это приводит к увеличению трения изнашивания, предпочтительно применять гидроцилиндры с осью штока, лежащей в установочной плоскости. Опасные радиальные нагрузки  $R$  (в) могут возникать при недостаточной жесткости опоры; в случае применения жесткой опоры (г) эти нагрузки исключаются. Штифты, соединяющие гидроцилиндр с опорной поверхностью, должны обеспечивать свободу линейной деформации корпуса. Не рекомендуется устанавливать один штифт (д) или два по диагонали (е); для тянувшего гидроцилиндра следует размещать два штифта в передней опоре (ж), а для толкающего — в задней (з).

Во избежание появления значительных изгибающих нагрузок  $R$  на штоке и резкого ухудшения условий работы гидроцилиндра, шток которого жестко связан с рабочим органом (и), необходимо строго обеспечивать параллельность направляющих относительно оси гидроцилиндра.

При выдвижении шток нагружается сжимающими силами, под действием которых может возникнуть продольный изгиб (потеря устойчивости). Определяющими факторами, приводящими к изгибу, являются величина сжимающей силы, длина и диаметр штока, а также способ закрепления гидроцилиндра. Для исключения продольного изгиба рекомендуется по заданной величине хода  $y_p$  определить его приведенное значение [50]

$$y_{p \text{ пр}} = y_p \cdot k_3, \quad (4.44)$$

где  $k_3$  — коэффициент закрепления (рисунок 4.27) и далее, с учетом максимальной сжимающей силы  $F_2$  (см. рисунок 4.25), по номограмме, показанной на рисунке 4.28, найти необходимый диаметр  $d$  штока.

Способ закрепления	$k_3$
	0,5
	0,7
	2
	1
	1,5
	2

Рисунок 4.27 – Значения коэффициента закрепления  $k_3$

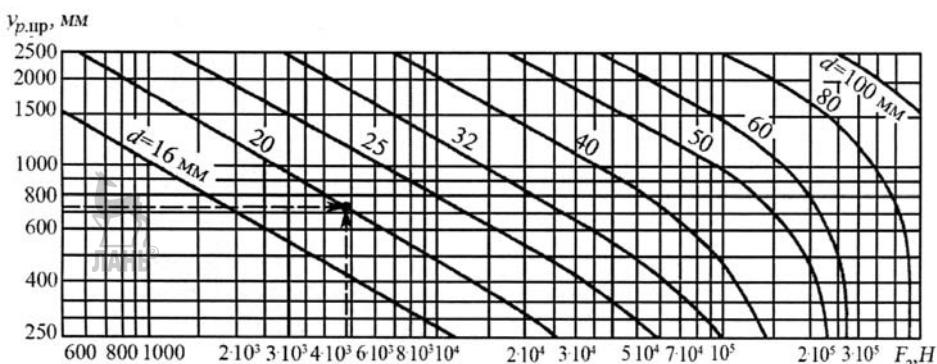


Рисунок 4.28 – Номограмма для определения диаметра штока из условий устойчивости на продольный изгиб

Расчет на прочность гильзы (корпуса) гидроцилиндра может производиться по формуле

$$\delta_r = \frac{pD}{2\sigma_{ep}} \cdot k_\delta, \quad (4.45)$$

где  $\delta_r$  – толщина стенки гильзы, мм;  $\sigma_{ep}$  – временное сопротивление растяжению материала гильзы, МПа;  $k_\delta = 2\dots 6$  – коэффициент безопасности, зависящий от назначения гидроцилиндра и режима его работы;  $p$  – давление жидкости, МПа.

Вместе с тем, толщина стенки  $\delta_r$  часто лимитируется не соображениями прочности, а допустимой по условиям нормальной работы уплотнений диаметральной деформацией  $\Delta D$  (мкм) гидроцилиндра диаметром  $D$  (мм), находящегося под действием внутреннего давления  $p$  (МПа).

Величина диаметральной деформации может быть рассчитана с помощью следующих выражений:

$$\text{при } \delta_r \leq 0,1D, \quad \Delta D = 2,17 \cdot 10^{-3} p D^2 / \delta_r; \quad (4.46)$$

$$\text{при } \delta_r \geq 0,1D, \quad \Delta D = 5,1 \cdot 10^{-3} p D \left( \frac{0,425 D^2}{D \cdot \delta_r + \delta_r^2} + 1 \right). \quad (4.47)$$

Собственная частота (Гц) привода с гидроцилиндром [50]

$$f = 5\sqrt{c/m}, \quad (4.48)$$

где  $c$  – статическая жесткость гидроцилиндра, Н/мм;  $m$  – масса движущихся элементов привода, кг.

#### 4.3.2. Конструкции штоковых ГДП

При производстве гидроцилиндров используются холоднотянутые хонингованные или раскатанные трубы, хромированные штоки и уплотнения из специальных синтетических материалов.

Конструкция типового гидроцилиндра без торможения штока с поршнем в конце хода показана на рисунке 4.29.

При производстве гидроцилиндров следует по возможности отказываться от сварки, используемой, например, для приварки резьбовых втулок к гильзе, служащих для закрепления подводящих/отводящих трубопроводов (см. рисунок 4.29)

или проводить её по специальной технологии, минимизирующей тепловые деформации, искажающие профиль гильзы.

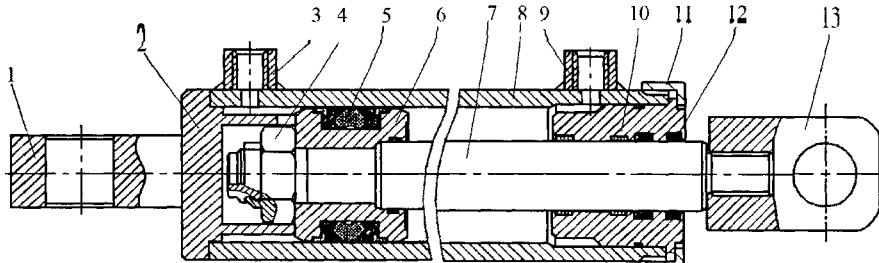


Рисунок 4.29 – Типовой гидроцилиндр с односторонним штоком:  
1 – пружина; 2 – крышка задняя; 3, 9 – втулка присоединительная; 4 – гайка;  
5 – уплотнение поршня; 6 – поршень; 7 – шток; 8 – гильза; 10 – крышка передняя;  
11 – накидная гайка; 12 – уплотнение штока; 13 – головка присоединительная

Гидроцилиндр с односторонним штоком и встроенным демпфирующими устройствами, предотвращающими удары поршня о крышки в конце хода (рисунок 4.30) [50], состоит из следующих основных деталей и узлов: гильзы 11, приваренной к задней крышке 14 с проушиной для закрепления на технологическом оборудовании; поршня 8; штока 1; передней крышки 5; фланца 6; демпфирующих втулок 7 и 12; регулируемых дросселей 15; обратных клапанов 16; опорных колец 4 (штоковых) и 9 (поршневых); уплотнительных колец 3 (штоковых) и 10 (поршневого); стопорного кольца 13 и грязезъемника 2.

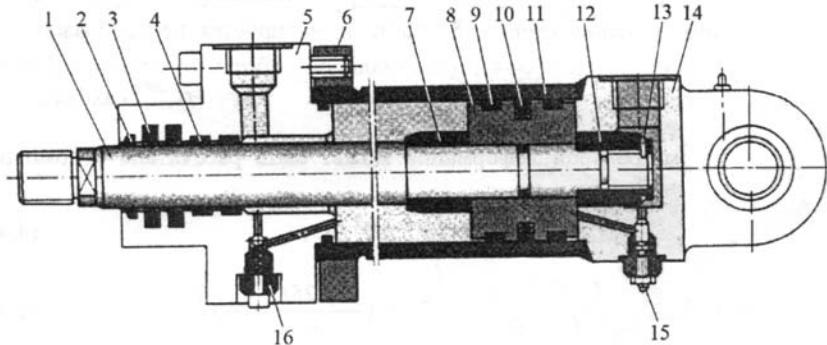


Рисунок 4.30 – Гидроцилиндр с односторонним штоком и встроенными устройствами демпфирования (торможения)

Демпфирование перемещения штока с поршнем, например, вправо, начинается в момент вхождения втулки 12 с малым зазором в расточку крышки 14, в результате чего слив рабочей жидкости из бесштоковой полости возможен только через дроссель 15, регулирующий эффективность демпфирования (торможения). При реверсе движения поршня со штуком рабочая жидкость поступает в бесштоковую полость через обратный клапан в задней крышке (аналогичен клапану 16), минуя дроссель. Применение опорных пластмассовых колец 4 и 9 позволяет исключить трение между металлическими деталями (штоком и передней крышкой, поршнем и гильзой), что повышает долговечность гидроцилиндра.

Для следящих гидроцилиндров особый интерес представляют гидроцилиндры с минимальным уровнем трения между его подвижными и неподвижными элементами, например, гидроцилиндры с гидростатическими опорами штока (рисунок 4.31) [50]. Двусторонний шток 9, опирающийся на гидростатические подшипники крышек 7 и 13, выполнен за одно целое с поршнем, который уплотняется чугунными поршневыми кольцами и взаимодействует с внутренней поверхностью (зер-

калом) гильзы 8. Масло под давлением подается в кольцевые канавки 10 крышек, проходит через радиальный зазор в приемные карманы 11, связанные с диаметрально противоположными рабочими карманами 12, и далее через радиальный зазор поступает в дренажную линию 6.

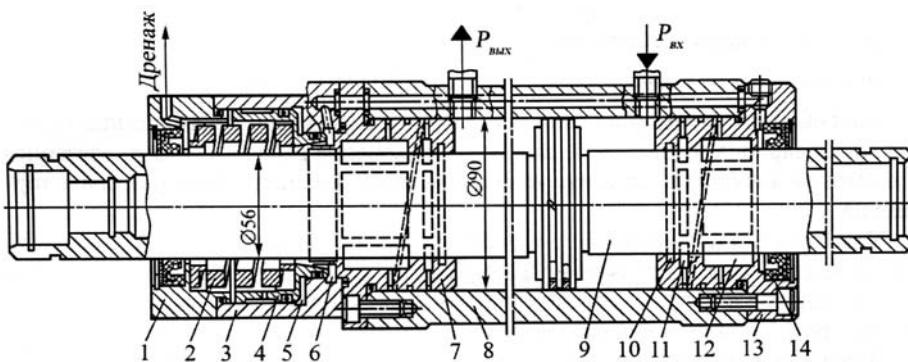


Рисунок 4.31 – Гидроцилиндр с гидростатическими опорами двустороннего штока и встроенным тормозным устройством



При радиальном смещении штока, например, в правой опоре, вниз уменьшается проток масла из канавки 10 в нижний приемный карман 11 и, следовательно, давление в этом кармане, и одновременно увеличивается давление в верхнем приемном кармане.

Поскольку приемные карманы спиральными канавками крышки 13 соединены с диаметрально противоположными рабочими карманами 12, увеличивается давление в нижнем рабочем кармане и уменьшается в верхнем. Появляется сила, препятствующая радиальному смещению штока, возвращающая его в исходное положение, т.е. осуществляющая его центрирование. Таким образом, практически полностью исключается механический контакт штока с крышкой, а следовательно, и трение.

При отключении подачи рабочей жидкости, например, в случае аварии или при достижении штоком заданного фиксированного положения, срабатывает механическое тормозное устройство, встроенное в гидроцилиндр, исключающее возможность движения штока.

Для этой цели крышка 7 выполнена за одно целое с цангой, с которой взаимодействует поршень 4, расположенный в корпусе 3. На поршень с одной стороны действует сила пружины 2, а с другой – давление масла в полости 6, связанной с напорной линией гидросистемы.

Наружные утечки по штоку исключаются манжетами 14, установленными в крышках 1 и 13, причем уплотняемые манжетами полости связаны с дренажной линией, что существенно уменьшает трение между манжетами и штоком (давление холостого хода гидроцилиндра  $\leq 0,02$  МПа).

#### 4.3.3. Динамические характеристики гидродвигателей

Динамика гидродвигателей в большинстве случаев определяет работоспособность приводов в целом, т.е. возможность их применения для решения технологических задач.

Уравнение динамики, описывающее движение поршня со штоком (рисунок 4.25), связанного с рабочим органом технологического оборудования как твердого тела, в соответствии с законами механики имеет вид [13]

$$m \frac{d^2 y_p}{dt^2} = p_1 S_1 - (p_2 S_2 + F_t + F_n), \quad (4.49)$$

где  $m$  – приведенная масса подвижных частей и рабочей жидкости;  $p_1, p_2$  – давление в рабочей и сливной полости гидроцилиндра;  $S_1, S_2$  – эффективные площади поршня со стороны бесштоковой и штоковой полости;  $F_t, F_n$  – сила трения и полезной нагрузки на шток;  $y_p$  – рабочее перемещение штока.

Решение этого уравнения дает возможность определить динамические характеристики гидроцилиндра – путь, скорость и ускорение рабочего органа, связанные со штоком в функции времени, установившуюся скорость, время разгона и торможения.

Уравнение (4.49) представляет собой упрощенную математическую модель гидроцилиндра. Она предусматривает постоянство величин рабочего давления и противодавления в полостях гидроцилиндра во время движения поршня, постоянство сил трения и полезной нагрузки, а также сопротивление гидрокоммуникаций.

В реальных условиях работы гидроцилиндра во многих случаях имеет место высокая скорость перемещения рабочих органов, которые, например, у гидравлических манипуляторов промышленных роботов достигают 1,0...1,2 м/с. Особенность динамики таких приводов заключается в значительном уменьшении времени установившегося движения штока с постоянной скоростью, а во многих случаях и его полное отсутствие.

Иначе говоря, высокоскоростной гидроцилиндр на значительном участке движения штока с рабочим органом работает в условиях нестабильного движения, когда силы трения и полезной нагрузки, сила давления в рабочей полости гидроцилиндра и в полости противодавления, перепад давления в гидораспределителе и сопротивление гидролиний являются переменными величинами, а процесс движения жидкости в трубопроводах нестационарный.

Скорость перемещения штока с рабочим органом  $v$  является функцией подачи рабочей жидкости  $Q$  в рабочую полость гидроцилиндра, т.е.  $v = \phi(Q)$ .

Подача жидкости определяется перепадом давления  $\Delta p$  на распределительном золотнике гидораспределителя и площадью его проходного сечения, т.е. [13]

$$Q = \mu S_{33} \sqrt{2\Delta p / \rho}, \quad (4.50)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода жидкости;  $S_{33}$  – эффективная площадь проходного сечения канала золотника;  $\rho$  – плотность жидкости.

В свою очередь перепад давления  $\Delta p$  в линии нагнетания и на золотнике зависит от соотношения движущих сил и сил сопротивления движению и может быть определен из уравнения баланса сил при движении рабочего органа с учетом сил трения и полезной нагрузки, инерционных сил и противодавления в полости слива.

Обозначив в уравнении (4.50)  $\mu S_{33} \sqrt{2/\rho} = G$  как гидравлическую проводимость линий подвода рабочей жидкости к гидроцилиндуру, получаем

$$Q = G \sqrt{p_n - p_p}, \quad (4.51)$$

где  $p_n - p_p = \Delta p$  – перепад давления рабочей жидкости в трубопроводах напорной линии;  $p_n$  – давление жидкости, развиваемое гидронасосом;  $p_p$  – давление жидкости в рабочей полости гидроцилиндра.

Поскольку  $Q = S_1 v_n = S_1 dy/dt$ , где  $v_n = dy/dt$  – скорость движения поршня, получаем

$$P_n - P_p = \frac{S_1^2}{G^2} \left( \frac{dy}{dt} \right)^2, \quad (4.52)$$

$$P_p = P_n - \frac{S_1^2}{G^2} \left( \frac{dy}{dt} \right)^2. \quad (4.53)$$

Аналогично определяется величина противодавления  $p_{\text{пр}}$  в главной полости гидроцилиндра.

Расход рабочей жидкости из сливной полости определяется с помощью выражения

$$Q_{\text{сл}} = \mu_{\text{сл}} S_{\text{з,сл}} \sqrt{2\Delta p_{\text{сл}}/\rho}, \quad (4.54)$$

где  $\mu_{\text{сл}}$  и  $S_{\text{з,сл}}$  – соответственно коэффициент расхода и площадь минимального проходного сечения сливной гидролинии;  $\Delta p_{\text{сл}}$  – перепад давления в сливной гидролинии.

Если давление жидкости в гидробаке  $p_{z,0} = 0$ , то  $\Delta p_{\text{сл}} = p_{\text{пр}}$ , и выражение (4.54) принимает вид

$$Q_{\text{сл}} = \mu_{\text{сл}} S_{\text{з,сл}} \sqrt{2p_{\text{пр}}/\rho} = G_{\text{сл}} \sqrt{p_{\text{пр}}}, \quad (4.55)$$



откуда

$$p_{\text{пр}} = \frac{\rho Q_{\text{сл}}^2}{2(\mu_{\text{сл}} S_{\text{з,сл}})^2} = \frac{Q_{\text{сл}}^2}{G_{\text{сл}}^2}. \quad (4.56)$$

Учитывая, что  $Q_{\text{сл}} = S_2 v_{\text{n}}$ , получаем

$$p_{\text{пр}} = \frac{S_2^2 v_{\text{n}}^2}{G_{\text{сл}}^2} = \frac{S_2^2}{G_{\text{сл}}^2} \left( \frac{dy}{dt} \right)^2. \quad (4.57)$$

Из уравнений (4.53) и (4.57) следует, что давление в рабочей полости гидроцилиндра и противодавление в полости слива являются функциями скорости движения поршня, которая изменяется от  $v_{\text{n}}=0$  до  $v_{\text{n,max}}$  в процессе разгона и от  $v_{\text{n,max}}$  до  $v_{\text{n}}=0$  в процессе торможения, что необходимо учитывать при расчете динамики гидроцилиндра.

Кроме того, необходимо учитывать силы вязкого трения, которые пропорциональны скорости движения поршня  $\left( c_1 \frac{dy}{dt} \right)$ , и изменение сил полезной нагрузки  $\left( \frac{dF_n}{dt} \right)$  в процессе движения. С учетом этих сил уравнение движения поршня (4.49) будет иметь вид

$$m \frac{d^2y}{dt^2} = P_p S_1 - \left( P_{\text{пр}} S_2 + |F_t| \text{sign} \frac{dy}{dt} + F_n + c_1 \frac{dy}{dt} + \frac{dF_n}{dt} \right), \quad (4.58)$$

где  $c_1$  – коэффициент пропорциональности;  $F_n$  – постоянная составляющая полезной нагрузки;  $dF_n/dt$  – изменение составляющей полезной нагрузки.

Подставив в уравнение (4.58) значения  $P_p$  и  $P_{\text{пр}}$  из уравнений (4.53) и (4.57), после преобразований получаем

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + \left( \frac{S_1^3}{G^2} + \frac{S_2^3}{G_{ca}^2} \right) \left( \frac{dy}{dt} \right)^2 - p_p S_1 + F_h + |F_t| sign \frac{dy}{dt} + c_1 \frac{dy}{dt} + \frac{dF_h}{dt} = 0. \quad (4.59)$$

Уравнение (4.59) является нелинейным дифференциальным уравнением 2-го порядка с переменными составляющими и в общем виде не имеет решения. Его можно решить с использованием ЭВМ числовыми методами интегрирования.

Принявши

$$c_1 \frac{dy}{dt} + |F_t| sign \frac{dy}{dt} + F_h + \frac{dF_h}{dt} \approx F_{h,cp} + F_{t,cp},$$

где  $F_{h,cp}$  и  $F_{t,cp}$  – среднее значение сил полезной нагрузки и сил трения, обозначив  $\frac{S_1^3}{G^2} = a$ ,  $\frac{S_2^3}{G_{ca}^2} = b$ ,  $p_p S_1 - (F_{h,cp} + F_{t,cp}) = c$  и подставив эти значения в уравнение (4.59), получим в общем виде дифференциальное уравнение движения поршня

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + (a + b) \left( \frac{dy}{dt} \right)^2 - c = 0, \quad (4.60)$$

которое может быть решено аналитически.

Решение уравнения (4.60) позволяет определить путь  $y_p$ , скорость  $\dot{y}_p$  перемещения поршня и ускорение  $\ddot{y}$  связанного с поршнем рабочего органа привода в функции времени [13]:

$$y_p = \frac{m}{a+b} \ln ch \left[ \frac{1}{m} \sqrt{(a+b)c} \cdot t \right]; \quad (4.61)$$

$$\dot{y}_p = \frac{dy}{dt} = \frac{\sqrt{c}}{a+b} th \left[ \frac{1}{m} \sqrt{(a+b)c} \cdot t \right]; \quad (4.62)$$

$$\ddot{y} = \frac{d^2 y}{dt^2} = - \frac{c}{m ch^2 \left[ \frac{1}{m} \sqrt{(a+b)c} \cdot t \right]}. \quad (4.63)$$

Уравнения (4.61) – (4.63) могут быть рекомендованы для предварительных инженерных расчетов, при этом ошибка в расчетах не превышает 12...16 %, что вполне допустимо для предварительной оценки динамических характеристик гидроцилиндров, используемых в составе следящих гидроприводов.

#### 4.4. Пьезоэлектрические двигатели поступательного движения

##### 4.4.1. Классификация и основные характеристики

Развитие **нанотехнологии** в приборостроении, робототехнике, автоматике требует создания высокоточных следящих приводов поступательного движения, работающих в микро- и нанометровом диапазоне с точностью от десятых до сотых микрометра. Микродвигатели вращения с механоэлектрическими преобразователями вращательного движения в поступательное не обеспечивают требуемой высокой точности и быстродействия.

Наиболее эффективным для этих целей является применение пьезоэлектрических двигателей поступательного движения (ПЭДП), в которых осуществляется

преобразование электрической энергии в механическую за счет **обратного пьезоэфекта** [16].

По конструктивным признакам ПЭДП являются достаточно многообразными. Наиболее простыми являются трубчатые и пакетные конструкции. Пакеты собираются из отдельных пьезоэлементов (ПЭ) в виде стержней, дисков, шайб с числом ПЭ в одном пакете, доходящем до 50 и более. Целесообразность пакетной конструкции ПЭДП определяется необходимостью снижения управляющего напряжения  $U_y$ , так как  $U_y = E_d \cdot a$ , где  $E_d$  – допустимая напряженность электрического поля пьезокерамики;  $a$  – толщина ПЭ [16]. Допустимая напряженность электрического поля  $E_d$  ограничена на определенном уровне. Так, например, для двухкомпонентной пьезокерамики типа ЦТСС<sub>T</sub>-5 –  $E_{d,B} = 85$  В/мм;  $f = 100$  кГц, а для многокомпонентной типа ПКР –  $E_{d,B} \approx 60 \dots 140$  В/мм,  $f = 100$  кГц. Следовательно, для уменьшения  $U_y$  необходимо уменьшить толщину ПЭ. При этом пакет формируется склеиванием однополярных поверхностей отдельных ПЭ толщиной  $a \approx 1$  мм. В месте склейки размещают металлическую фольгу, выполняющую роль электродов. ПЭ соединяют механически последовательно, а электрически параллельно.

На рисунке 4.32, а [16] представлена схема ПЭДП пакетного типа из ПЭ в виде дисков (шайб), а на (б, в) – в виде параллелепипедов с электродами на боковых, верхних и нижних гранях, соответственно.

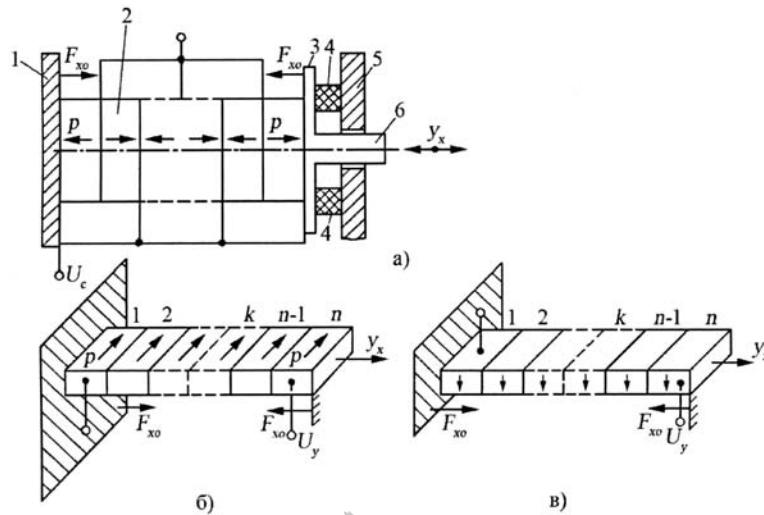


Рисунок 4.32 – Схемы пакетных ПЭДП

Для повышения механической прочности и жесткости двигателей ПЭ 2 посредством предварительно напряженного упругого элемента 4 (например, резинового кольца), установленного между фланцами 3 и 5, прижаты друг к другу силой  $F_{xo}$ , приложенной к фланцу 1. Выходное звено ПЭДП 6 кинематически связывается с рабочим органом СП. Механическое напряжение  $T_{xo}$  в ПЭ достигает при этом  $(1 \dots 3) \cdot 10^7$  Н/м<sup>2</sup>;  $|T_{xo}| = F_{xo}/A$  – где  $A$  – площадь поперечного сечения ПЭ.

Увеличение числа ПЭ в пакете увеличивает мощность ПЭДП.

Статическая характеристика (рисунок 4.33) ПЭДП пакетного типа  $\Delta y_x = f(U_y)$  в квазистатическом линейном режиме с учетом знака  $\pm U_y$  приближенно может быть описана выражением [16]

$$\Delta y_x \approx k_x \cdot n \cdot d_{ij} U_y, \quad (4.64)$$

где  $k_x$  – конструктивно-технологический коэффициент, учитывающий такт и режим работы двигателя;  $n$  – число ПЭ в пакете;  $d_{ij}$  – пьезомодуль;  $ij$  – индексы, определяемые способом поляризации ПЭ, влияющим на направление деформации ПЭ.

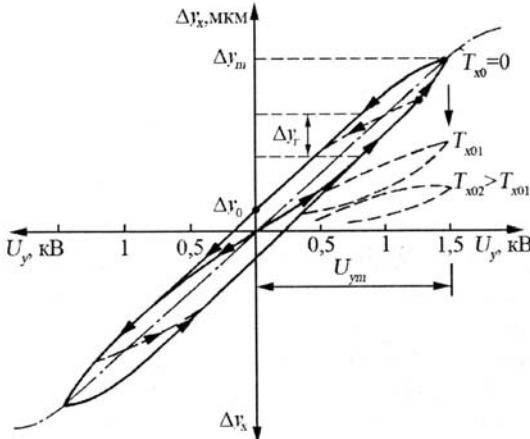


Рисунок 4.33 – Статическая характеристика ПЭДП пакетного типа

Для пьезоматериалов системы титаната бария при температуре не выше 85 °C минимальный пьезомодуль  $d_{31} = 1,3 \cdot 10^{-8}$  м/В; для пьезоматериалов системы титаната свинца –  $d_{31} = 0,2 \dots 0,3 \cdot 10^{-8}$  м/В (при температуре 20 °C) и  $d_{31} = 0,4 \dots 0,5 \cdot 10^{-8}$  м/В (при температуре 40 °C) (первый индекс  $i = 3$  относится к электрическому полю, направленному параллельно толщине, второй  $j = 1$  – к деформации, перпендикулярной к направлению поляризации) [6, 14].

Чувствительность по перемещению ПЭДП в квазистатическом режиме определяется отношением  $\Delta y_x / U_y$ , которое составляет примерно 1,0 мкм/кВ для отдельного ПЭ с  $a = 1$  мм из современных пьезоматериалов (ЦТС, PZT) ( $T_x = 0$ ).

Пределы изменения  $U_y$  в пакетных ПЭДП составляют  $(1 \dots 20) \cdot 10^2$  В; значение  $\Delta y_x$  при  $U_{y_{\max}}$  достигает 50 мкм и более.

При изменении напряжения управления в диапазоне  $-U_{y_{\max}} \leq U_y \leq +U_{y_{\max}}$  статическая характеристика  $\Delta y_x = f(U_y)$  является нелинейной и имеет вид гистерезисных петель (рисунок 4.33). Значения  $k_x$  и  $\Delta y_x / U_y$  при этом являются нелинейными переменными параметрами с максимальными значениями на начальном (прямолинейном) участке характеристики, которая приближенно может быть описана одним из известных аналитических выражений гистерезисных петель, например, вида (продольная поляризация)

$$\Delta y_3|_{T_3=0} \approx k_1 U_y + k_2 U_y^3 + k_3 U_y^5 - k_4 U_{ym} \left( 1 - U_y^2 / U_{ym}^2 \right)^{1/2} \operatorname{sign} \frac{dU_y}{dt}, \quad (4.65)$$

где  $U_{ym}$  – амплитудное значение  $U_y$ ;  $k_1 \dots k_3$  – коэффициенты аппроксимации, определяемые по трем выбранным точкам основной экспериментальной кривой ( $k_1 \approx k_x n d_{33}$ ;  $k_2 \approx 0,75 \dots 0,88 y_m$ ;  $k_3 \approx 0,95 \Delta y_m$ );  $k_4 = y_0 / U_{ym}$ ;  $n = 2,3,4,5 \dots$  – значение, зависящее от формы экспериментальной кривой [46].

Передаточная функция ПЭДП как гармонически линеаризованного звена будет иметь в общем случае вид

$$W_H = \Delta y_{x1}/U_y = q(U_{y_m}, \omega) + jq'(U_{y_m}, \omega) = A_q(U_{y_m}, \omega) \exp(j\phi_q \times (U_{y_m}; \omega)), \quad (4.66)$$

где  $A_q(U_{y_m}, \omega)$  – коэффициент передачи;  $\phi(U_{y_m}, \omega)$  – фазовый сдвиг, характеризующий нелинейное запаздывание;  $q$  и  $q'$  – коэффициенты гармонической линеаризации.

В частном случае управления ПЭДП пакетного типа постоянным напряжением его передаточная функция имеет следующий приближенный вид [16]:

$$W_x(p) = \frac{\Delta y_x(p)}{U_y(p)} \approx \frac{k}{T_1^2 T_2^2 p^2 + T_1^2 p^2 + T_2 p + 1} \approx \frac{k}{T_0^2 p^2 + 2\xi T_0 p + 1}, \quad (4.67)$$

где  $k, T$  – коэффициент передачи и постоянные времени, соответственно;  $\xi$  – коэффициент относительного затухания.

Как следует из выражения (4.67), ПЭДП представляет собой колебательное звено третьего или второго порядка, близкое к консервативному звену при малых значениях  $\xi$ .

Кроме ПЭДП, рассмотренных выше, известны другие конструкции, в которых используются как режимы управления постоянным напряжением  $U_y$ , так и режимы механических колебаний ПЭ на частоте  $f_p$ . Механические колебания ПЭ преобразуются в поступательное движение подвижной части (жесткой, гибкой). Если частота колебаний ПЭ  $0 < f_p < 1 \text{ кГц}$ , то ПЭДП можно отнести к шаговому; при  $1 \text{ кГц} < f_p < (1\dots 5) \text{ мГц}$  имеет место практически равномерное поступательное перемещение подвижной части (ПЧ).

В пьезодвигателе (рисунок 4.34, а) продольные колебания ПЭ вызывают однонаправленные перемещения ПЧ (вправо) на определенный шаг в течение периода колебаний. Возможны возвратно-поступательные перемещения ПЧ, например, с помощью пружины. Подвижная часть (обычно жесткая или гибкая лента, пластина) может быть выполнена и из пьезоэлектрического материала, в котором возбуждаются колебания, уменьшающие силы трения в периоды пауз (отсутствие импульса движения).

Эти ПЭДП предназначены для приводов прецизионных перемещений (приводы перфолент, перфокарт, магнитных головок, сканирующих устройств, манипуляторов промышленных роботов и др.). Для них, как и для всех двигателей ударного типа, важное значение имеют: угол контакта (угол атаки)  $\alpha$ , оптимальное значение которого соответствует отсутствию скольжения конца ПЭ по ПЧ; оптимальное усилие  $F_n$  прижатия ПЭ к ПЧ; время контакта. Условие отсутствия скольжения конца ПЭ по ПЧ определяется уравнением

$$\cos \alpha [F_d(k_T - t g \alpha)] + \cos \beta [F_n(k_T + t g \beta)] \geq 0, \quad (4.68)$$

где  $F_d = F_o \sin \omega_o t$  – движущая сила;  $k_T = F_T/N$  – коэффициент трения;  $F_T$  – сила трения (предельная);  $N$  – сила нормальной опорной реакции ПЧ;  $F_M$  – сила, приложенная в центре ПЭ и учитывающая его массу.

Конструкция ПЭДП (рисунок 4.34, б) содержит несколько ПЭ, что позволяет уменьшить износ контактирующих поверхностей, увеличить мощность ПЭДП и улучшить его другие характеристики. Кроме того, ПЭ1...ПЭ3 могут совершать колебания по пилообразному закону (за счет  $U_B$ ). При этом длительность силового контакта увеличивается. Если при этом частота возбуждения ПЭ3  $\omega_3 >> \omega_1$ ,

$\omega_2$ , то ПЭЗ создает своими колебаниями «воздушную подушку», чем существенно уменьшает трение ПЧ. Располагая ПЭ конструктивно в противофазе относительно ПЧ, можно поочередным их включением обеспечить возвратно-поступательное перемещение ПЧ, т.е. обеспечить конструктивно реверс ПЧ в ПЭДП (см. рисунок 4.34, в).

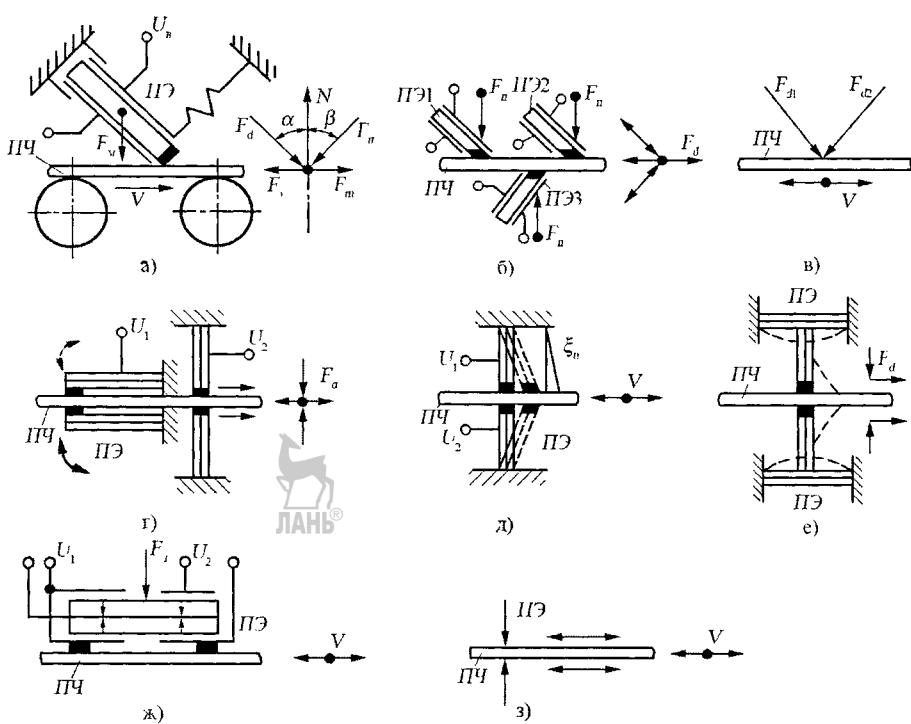


Рисунок 4.34 – Схемы ПЭД поступательного шагового движения  
(ПЧ – подвижная часть, ПЭ – пьезоэлемент)

Конструкции шаговых ПЭДП (рисунок 4.34, г, д, е) содержат биморфные ПЭ (например, два зажимающие ПЧ, и два, продвигающие ее (г, е)). На (д) приведена схема шагового ПЭДП с двумя ПЭ, работающими на изгиб. В исходном положении ПЧ зажата ПЭ. При приложении управляющих напряжений  $U_1$  и  $U_2$  ПЭ, изгибаясь, защемляют ПЧ (показано штриховой линией) и перемещают ее.

На рисунке 4.34, ж показана схема ПЭДП с возбуждением двух типов колебаний в ПЭ: продольные колебания первой моды и изгиба второй моды. При этом изменение фазы  $U_y$  на  $180^\circ$  обеспечивается возвратно-поступательное движение ПЧ. Принципиально в таких конструкциях ПЭДП пьезоэлемент (один или несколько) осуществляют фрикционный контакт и перемещение ПЧ либо за счет двухмерных колебаний одного ПЭ, либо нескольких (ПЧ также может быть ПЭ) (рисунок 4.34, з).

Рассмотренные ПЭДП обеспечивают тяговые усилия примерно до 20 Н.

ПЭДП обеспечивают высокие динамические свойства в шаговых, старт-стопных режимах. Диапазон изменения шага в шаговых ПЭДП может составлять от  $10^{-9}$  до  $10^{-6}$  м и более, скорости движения  $V_c \approx 0,1 \dots 0,15$  м/с.

Схема ПЭДП непрерывного движения (рисунок 4.35) основана на использовании ПЭ (волновода) в котором возбуждаются продольные колебания типа бегущей волны от  $i$  – электродов со сдвигом фаз питающих их напряжений на угол

$2\pi/i$  ( $i \geq 3$ ), а шаг размещения электродов, например, при  $i = 3$  должен быть равен  $\lambda/3$ , где  $\lambda$  – длина волны. Для возбуждения бегущей волны ПЭ могут быть встроенными или присоединенными к волноводу. Бегущую волну можно представить в виде совокупности двух стоячих волн, сдвинутых по фазе  $\phi$  и координате  $Y$ . Качество волнового процесса и характеристики волнового ПЭДП в значительной мере определяются точностью соблюдения условий возбуждения бегущей волны. Для ПЭДП (рисунок 4.35) эти условия сводятся к равенству частот  $\omega_1 = \omega_2 = \omega_3 = \omega$  и амплитуд  $A_{B1} = A_{B2} = A_{B3} = A_B$  ( $y_{1m} = y_{2m} = y_{3m} = y_m$ ), равенству сдвига фаз  $\phi$  на угол  $2\pi/3$ , равенству расстояний между центрами электродов  $Y_o$  числу  $\lambda/3$  и кратности длины волновода целому числу  $\lambda$ . При этом  $U_{B1} = A_B \sin(\omega t + \psi_o)$ ;  $U_{B2} = A_B \sin(\omega t + \psi_o + 2\pi/3)$ ,  $U_{B3} = A_B \sin(\omega t + \psi_o + 4\pi/3)$ ,

$$a \quad \text{им} \quad \text{соответствующие} \quad \text{смещения} \quad y_1 = y_m \sin\left(\omega t \pm \frac{\omega}{c} Y\right);$$

$$y_2 = y_m \sin\left[\omega t \pm \frac{\omega}{c} (Y + Y_o) + \phi\right]; \quad y_3 = y_m \sin\left[\omega t \pm \frac{\omega}{c} (Y + 2Y_o) + 2\phi\right], \quad \text{где } c \text{ – скорость звука.}$$

Суперпозиция этих бегущих волн продольных деформаций создает результирующую бегущую волну, распространяющуюся в положительном (или отрицательном) направлении по волноводу. Эта волна создает тяговое усилие  $F_T$ , которому препятствует суммарная противодействующая сила  $F_\Sigma$ , учитывающая трение в зоне контакта, силу тяжести ПЧ, упругий прижим ПЧ к ПЭ силой  $F_n$ , нагружение воздушными воздействиями. Реверс движения ПЧ обеспечивается изменением угла сдвига фаз на  $180^\circ$ , что определяет обратное направление распространения результирующей бегущей волны.

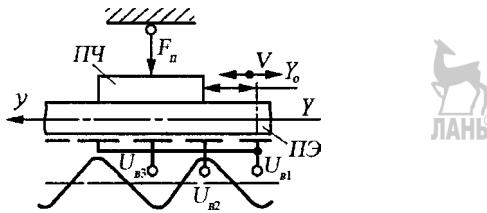


Рисунок 4.35 – Схема ПЭД поступательного непрерывного движения

Уравнение движения имеет вид

$$F_T - F_\Sigma = m \frac{dV}{dt}, \quad (4.69)$$

где  $m$  – приведенная масса всей движущейся системы;  $\frac{dV}{dt}$  – линейное ускорение.

Для управления скоростью и реверсом ПЭДП могут быть использованы способы, изложенные в разделе 3.8.2.

#### 4.4.2. Примеры конструктивных решений ПЭДП и области применения

ПЭ нашли широкое применение при создании миниатюрных линейных пьезоэлектрических двигателей, используемых в конструкциях электронных и туннельных микроскопов, манипуляторов сборочных роботов, а также рабочих органов различного технологического прецизионного оборудования.

ПЭДП практически безынерционные, обеспечивают высокую приемистость (движение с ускорением до 10 g), практически бесшумную работу в звуковом диапазоне (от 30 Гц до 15 кГц). Точность позиционирования может достигаться без использования датчиков обратной связи по положению выходного звена, благодаря тому, что движение происходит без проскальзывания и величина перемещения прямо пропорциональна числу импульсных сигналов, приложенных к пьезоэлементам ПЭДП (при условии, что нагрузка на выходное звено находится в рабочем диапазоне).

ПЭДП могут обеспечивать режим блокировки движения вследствие превышения допустимой нагрузки на выходное звено. В этом случае будет происходить проскальзывание в механизме преобразования движения без его разрушения.

На рисунке 4.36 представлен ПЭДП типа SQUIGGLE с микромотором на базе ПЭ, модели SQL-3.4 с диапазоном перемещения выходного звена от 5 до 30 мм.

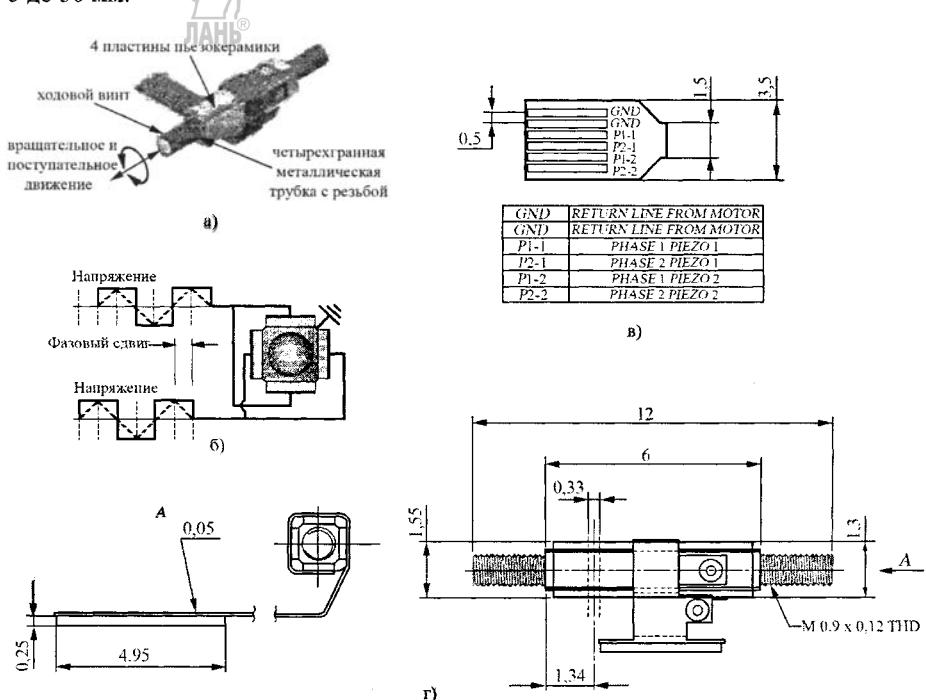


Рисунок 4.36 – Общий вид (а), схема подключения ПЭ (б), маркировка коммутационного разъема (в) и габаритные размеры ПЭДП (г) типа SQUIGGLE фирмы New Scale Technologies (США)

Минимальные размеры микромотора 1,55×1,55×6 мм ; диапазон рабочих температур – (–30... + 70) °C ; мощность потребления – 500 мВт (только в процессе перемещения выходного звена); вес – 1,7 г; разрешение – 0,5 мкм; скорость перемещения – 5мк/с при нагрузке 100 г; развиваемое усилие перемещения – более 200 г; частота возбуждения ПЭ – 116 кГц; электрическая емкость каждой из четырех фаз ПЭ – 1,35 пФ; присоединительная планка (коннектор) – печатный шлейф (6 проводников – 4 фазы и 2 общих); рабочий ресурс – 300 тыс. циклов (при длине хода выходного звена 5 мм).

Основа данного ПЭДП – муфта прямоугольного сечения с внутренней резьбой и ходовой винт, являющийся выходным звеном поступательного движения. На гранях металлической муфты (рисунок 4.36, а) смонтированы ПЭ в виде пластин. При подаче двухфазных сигналов на пары ПЭ (б) создаются колебания, которые

передаются в материал муфты. Для более эффективного преобразования электрической энергии в механическую ПЭ работают в резонансном режиме. Механические колебания, действующие на границе двух рабочих поверхностей муфты и винта, вызывают появление сил сдавливания с поворотом (типа вращения обруча хула-хупа). Результирующая сила обеспечивает вращение ходового винта относительно неподвижного основания — муфты. В зависимости от сдвига фаз управляющих сигналов можно обеспечить реверс двигателя.

В качестве материалов винта и муфты используются немагнитные материалы, например, бронза, нержавеющая сталь, титан. Резьбовая пара муфта — винт не требует смазки в процессе работы.

На рисунке 4.37 приведен общий вид гексапода с шестью телескопическими опорами, который может быть использован как установочная платформа для различных объектов обработки или сборки, разработанный фирмой Physik Instrumente (PI) (Германия). Платформа имеет 6 степеней свободы: 3 степени свободы — 3 координаты линейного перемещения, 2 степени — угловые перемещения, и одна — вращение вокруг вертикальной оси. Каждый из шести приводов платформы содержит ПЭД с винтовой передачей, путевой и силовой датчики, а также датчик ускорения.

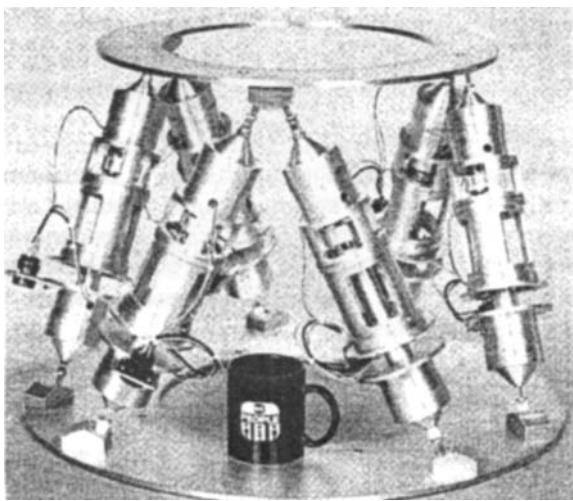


Рисунок 4.37 – Гексапод с шестью степенями свободы (движения)  
установочной платформы

Конструкция ПЭДП позволяет обеспечить высокую степень виброизоляции (от 20 до 30 дБ) в диапазоне частот от 200 до 10 Гц при допустимой нагрузке 3000 Н.

Подобные гексаподы типа NEXLINE обеспечивают высокую разрешающую способность. В режиме аналогового управления с использованием датчиков положения достигается точность позиционирования 50 нм (0,05 мкм). Развиваемые их приводами усилие находится в пределах 600 Н. Жесткая конструкция и применение резонансных частот возбуждения в диапазоне сотен герц позволяет подавлять вибрацию от внешнего воздействия. Сохраняется стабильное положение платформы при выключенном питании. Срок службы — более 10 лет. Они могут быть эффективно использованы для создания сборочных нанороботов с шестью степенями свободы манипуляционного механизма.

#### 4.5. Математические модели исполнительных двигателей СП поступательного движения

Для моделирования ИД с поступательным перемещением выходного звена также, как и для моделирования ИД вращательного движения, используются средства библиотеки SimPowerSystem программы Matlab и ее расширения Simulink [54].



##### 4.5.1. Моделирование линейных электрических двигателей

При моделировании электродвигателей поступательного движения при определенных допущениях можно использовать математические модели и средства Matlab&Simulink, предназначенные для моделирования электродвигателей вращательного движения.

В этом случае перед использованием стандартных моделей электрических двигателей вращательного движения необходимо определить электромагнитные параметры рассматриваемого линейного двигателя и установить их соответствие параметрам ИДВ.

Указанный подход применим при следующих допущениях:

- влияние продольного краевого эффекта не учитывается;
- приближенно справедливо равенство магнитных параметров фазных обмоток.

При справедливости указанных выше допущений, электромагнитные процессы в линейном двигателе будут подобны процессам в эквивалентном двигателе вращательного движения, а основные количественные характеристики этих процессов будут совпадать при выполнении следующих условий соответствия [45, 60]:

– геометрическое подобие структуры активной зоны и равенство основных ее геометрических размеров – длины полюсного деления индуктора  $\tau$ , длины и ширины активной зоны, числа пар полюсов  $p$  и др.;

– равенство линейных скоростей на поверхности индуктора и якоря:  
 $V = \omega_m R$ ;

– равенство механических мощностей:  $M_3 \omega_m = F_3 V \Rightarrow F_3 = \frac{M_3}{R}$ ;

– равенство кинетических энергий подвижных частей двигателей:

$$\frac{J\omega_m^2}{2} = \frac{mV^2}{2} \Rightarrow J = mR^2,$$

где  $\omega_m$ ,  $M_3$ ,  $J$ ,  $R$  – соответственно угловая частота вращения якоря, электромагнитный момент, момент инерции и радиус якоря эквивалентного двигателя вращательного движения;  $V$ ,  $F_3$ ,  $m$  – соответственно линейная скорость движения индуктора, электромагнитная сила и масса индуктора линейного двигателя.

Эквивалентный радиус якоря  $R$  может быть вычислен из равенства  $2\pi R = 2p\tau$ , где величина  $2p\tau$  представляет собой длину активной зоны линейного двигателя (длина индуктора).

При выполнении этих условий соответствия, электромеханический процесс в линейном ЭД будет описываться такой же системой дифференциальных уравнений, как и для электродвигателя вращательного движения.

#### 4.5.1.1. Моделирование асинхронного ЛЭД

Исходя из вышеизложенного, уравнения электромагнитной части асинхронного ЛЭД в единой системе координат, движущейся с некоторой линейной скоростью  $V_k$  будут иметь вид аналогичный (3.185) [60]:

$$\begin{aligned} u_S &= r_S i_S + \frac{d}{dt} \Psi_S + j \frac{\pi}{\tau} V_k \Psi_S; \quad \Psi_S = L_S i_S + L_m i_R; \\ u_R &= r_R i_R + \frac{d}{dt} \Psi_R + j \frac{\pi}{\tau} (V_k - V) \Psi_R; \quad \Psi_R = L_m i_S + L_R i_R. \end{aligned} \quad (4.70)$$

Уравнение динамической части асинхронного ЛЭД:

$$m \frac{d}{dt} V = F_{\mathcal{E}} \pm F_H - k_V V, \quad (4.71)$$

где  $k_V$  – коэффициент вязкого трения;  $F_H$  – сила сопротивления (нагрузка). Электромагнитная сила может быть определена из уравнения (3.186):

$$F_{\mathcal{E}} = \frac{3\pi}{2\tau} \text{mod}(\Psi_S \times i_S). \quad (4.72)$$

По аналогии с моделями АИД вращательного движения уравнения (4.70) – (4.72) в координатных осях  $d, q$ , движущихся с произвольной линейной скоростью  $V_k$ , имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} u_{Sq} &= r_S i_{Sq} + \frac{d}{dt} \Psi_{Sq} + \frac{\pi}{\tau} V_k \Psi_{Sd}; \\ u_{Sd} &= r_S i_{Sd} + \frac{d}{dt} \Psi_{Sd} - \frac{\pi}{\tau} V_k \Psi_{Sq}; \\ u_{Rq} &= r_R i_{Rq} + \frac{d}{dt} \Psi_{Rq} + \frac{\pi}{\tau} (V_k - V) \Psi_{Rd}; \\ u_{Rd} &= r_R i_{Rd} + \frac{d}{dt} \Psi_{Rd} - \frac{\pi}{\tau} (V_k - V) \Psi_{Rq}; \\ F_{\mathcal{E}} &= \frac{3\pi}{2\tau} (\Psi_{Sd} i_{Sq} - \Psi_{Sq} i_{Sd}); \\ m \frac{d}{dt} V &= F_{\mathcal{E}} \pm F_H - k_V V, \end{aligned} \quad (4.73)$$

где  $\Psi_{Sq}, \Psi_{Sd}, \Psi_{Rq}, \Psi_{Rd}, L_S, L_R$  определены в выражении (3.188).

Численное решение системы уравнений (4.73) (при условии  $\frac{\pi}{\tau} V_k = p\omega_k$ ,  $\frac{\pi}{\tau} V = p\omega_m$ ) реализовано для асинхронного ЛЭД в стандартном блоке библиотеки SimPowerSystem пакета Matlab&Simulink. Подобный подход можно использовать и для расчета динамических процессов в исследуемом линейном двигателе.

**Пример.** Моделируется пуск асинхронного ЛЭД со следующими параметрами: длина полюсного деления индуктора – 0,07 м, число пар полюсов – 2, наружный эквивалентный радиус якоря – 0,045 м, мощность – 3 кВт, линейная скорость – 3,35 м/с, номинальная сила, создаваемая двигателем, – 445 Н, фазное напряжение на обмотках статора – 220 В, частота питающей сети – 50 Гц, масса индуктора – 5,6 кг. Simulink-модель данного метода пуска приведена на рисунке 4.38.

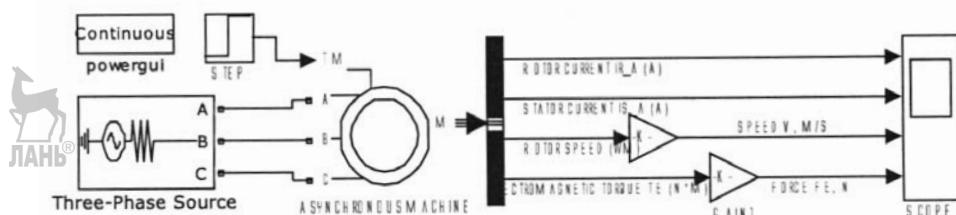


Рисунок 4.38 – Модель прямого пуска асинхронного ЛЭД

Результаты моделирования пуска и работы ЛЭД показаны на рисунке 4.39. Видно, что двигатель разгоняется до номинального режима за 0,1 с, установившееся значение линейной скорости равно 3,5 м/с, при этом сила, создаваемая ЛЭД, равна 445 Н.

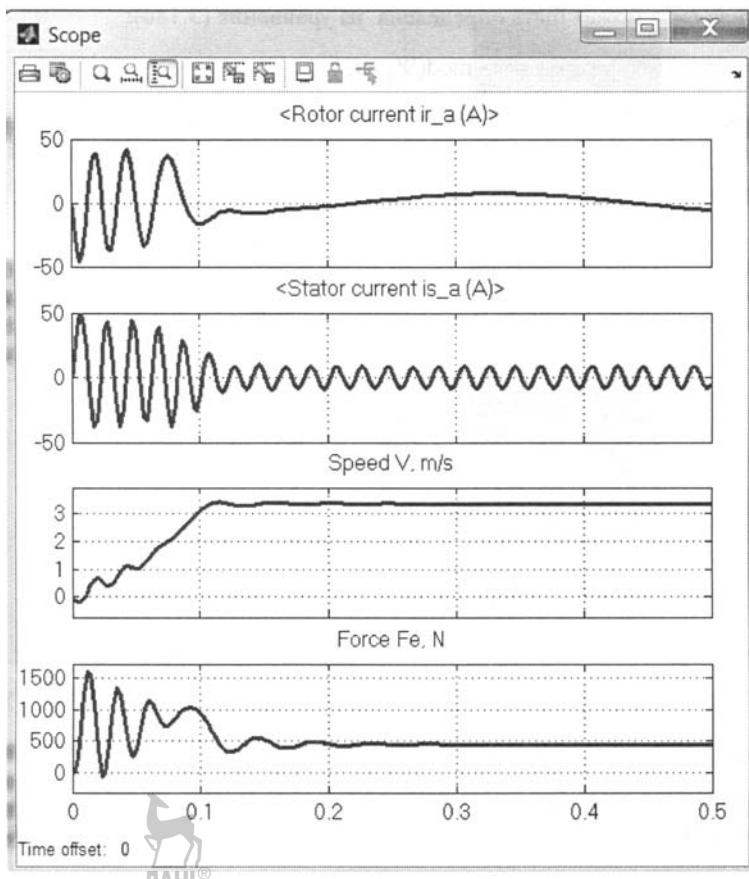


Рисунок 4.39 – Осциллограммы тока ротора фазы А, тока статора фазы А, линейной скорости, развиваемой силы при прямом пуске ЛЭД

#### 4.5.1.2. Моделирование синхронного ЛЭД

Математическое описание синхронных ЛЭД с постоянными магнитами, выполняющими функции обмоток возбуждения, характеризуется следующими особенностями.

Уравнения электромагнитной части синхронных ЛЭД, также как и для асинхронных, рассматривается в осях  $d, q$ , движущихся с произвольной линейной скоростью  $V_k$ . Беря за основу соответствующую модель синхронного двигателя вращательного движения (3.198), с учетом вышеупомянутых допущений, электромагнитную часть синхронного ЛЭД можно описать следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} L_{Sq} \frac{d}{dt} i_{Sq} &= u_{Sq} - r_S i_{Sq} - \frac{L_{Sq}\pi}{\tau} V i_{Sd}; \\ L_{Sd} \frac{d}{dt} i_{Sd} &= u_{Sd} - r_S i_{Sd} + \frac{L_{Sq}\pi}{\tau} V i_{Sq} - \frac{\pi}{\tau} V_k \Psi_f. \end{aligned} \quad (4.74)$$

Уравнение электромеханической части синхронного ЛЭД имеет вид (4.71), где электромагнитная сила  $F_3$  определяется выражением  $F_3 = \frac{M_3 p \pi}{\tau}$ . Используя выражения (3.204) для расчета электромагнитного момента, создаваемого ЭД вращательного движения можно получить уравнение для расчета силы, развиваемой ЛЭД:

$$F_3 = \frac{3\pi}{2\tau} (\Psi_f i_{Sq} + (L_{Sd} - L_{Sq}) i_{Sq} i_{Sd}). \quad (4.75)$$

Результирующая математическая модель синхронного ЛЭД определяется формулами (4.71), (4.74) и (4.75).

**Пример.** Рассматривается схема пуска трехфазного синхронного ЛЭД с постоянными магнитами с использованием трехфазного источника питания (см. рисунок 4.40). Параметры ЛЭД: длина полюсного деления индуктора – 0,07 м, число пар полюсов – 4, наружный эквивалентный радиус якоря – 0,045 м.

Графики изменения линейной скорости двигателя и электромагнитной силы, создаваемой индуктором, показаны на рисунке 4.41. Видно, что после наброса нагрузки (момент времени  $t = 0,4$  с) линейная скорость двигателя сходится к установленному номинальному значению 5 м/с, при этом сила, создаваемая ЛЭД, равна 80 Н.

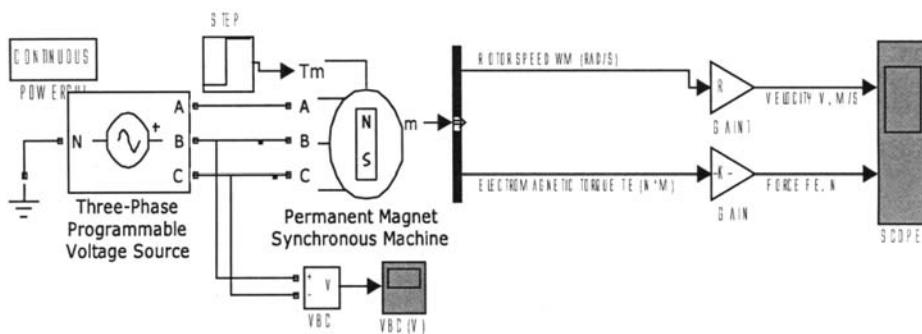


Рисунок 4.40 – Схема пуска синхронного ЛЭД от трехфазного источника

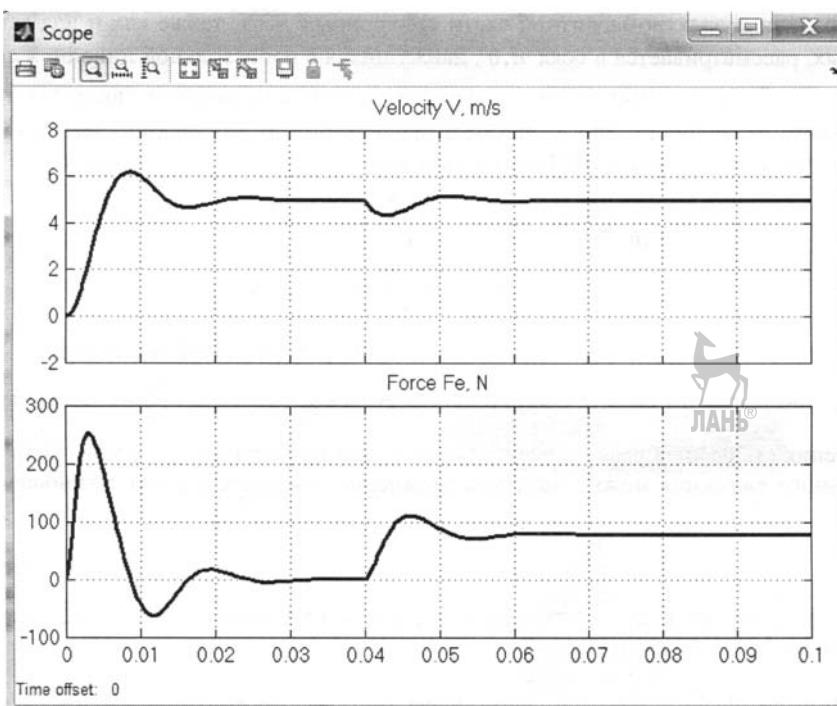


Рисунок 4.41 – Результаты моделирования синхронного ЛЭД

#### 4.5.2. Моделирование ПД поступательного движения

Математическая модель ПДП представляет собой систему дифференциальных уравнений, описывающих движение выходного звена и изменение давлений в рабочих полостях цилиндра, т.е. она включает следующие уравнения:

- уравнение движения поршня со штоком;
- уравнение изменения давления в полости нагнетания;
- уравнение изменения давления в выхлопной полости.

Расчетная схема ПДП двустороннего действия представлена на рисунке 4.23, а. Уравнение движения поршня со штоком имеет вид (4.31):

$$m \frac{d^2y}{dt^2} = p_1 S_1 - p_2 S_2 - F - cy.$$

В дополнение к этому уравнению вводятся условия:

$$\begin{aligned} \frac{d^2y}{dt^2} &= \frac{dy}{dt} = 0; \quad y = l_{MIN}, \text{ если } y \leq l_{MIN}; \\ \frac{d^2y}{dt^2} &= \frac{dy}{dt} = 0; \quad y = l_{MAX}, \text{ если } y \geq l_{MAX}, \end{aligned} \quad (4.76)$$

где  $l_{MAX}$ ,  $l_{MIN}$  – соответственно максимальная и минимальная допустимая длина выдвижения штока.

Уравнения, описывающие изменение давления  $p_1$  в полости нагнетания и давления  $p_2$  в полости выхлопа, согласно (4.32), (4.33) имеют вид

$$\begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} &= \frac{k \cdot f_1^3 K p_M \sqrt{R \cdot T}}{S_1(y_{01} + y)} \Phi(\sigma_1) - \frac{k p_1}{y_{01} + y} \cdot \frac{dy}{dt}; \\ \frac{dp_2}{dt} &= -\frac{k \cdot f_2 p_2^{2k} \sqrt{R \cdot T_M}}{S_2(y_p - y + y_{02})} \Phi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right) + \frac{k p_2}{l_{MAX} + y_{02} - y} \cdot \frac{dy}{dt}. \end{aligned}$$

Уравнения (4.31), (4.32), (4.33) и (4.76) представляют собой математическую модель ПДП двустороннего действия.

Для выполнения моделирования осуществляется разделение параметров, входящих в уравнения модели ПДП, на переменные, значения которых зависят от типа привода, но в течение времени моделирования остаются постоянными, и на переменные, значения которых в течение времени моделирования изменяются. Результат разделения переменных на группы приведен в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Группы параметров модели ПДП двустороннего действия

Параметры, имеющие постоянное значение	Параметры, изменяющие свое значение в течение времени моделирования
$T_M$ , $k$ , $R$	$y$
$S_1$ , $S_2$ , $l_{MAX}$ , $l_{MIN}$ , $m$ , $y_{01}$ , $y_{02}$ , $c$	$p_1$ , $p_2$ , $p_A$ , $p_M$
$f_1$ , $f_2$	$F$

Simulink-схема ПДП двустороннего действия показана на рисунке 4.42. В соответствии с принятым разделением переменных модели (таблица 4.1) входными величинами являются внешняя сила  $F$  и давление в линии питания  $p_M$ , выходными – текущее перемещение  $y$  и скорость штока с поршнем  $dy/dt$ . Постоянные параметры модели разбиты на три категории: параметры пневмоцилиндра, параметры рабочего газа и параметры линии.

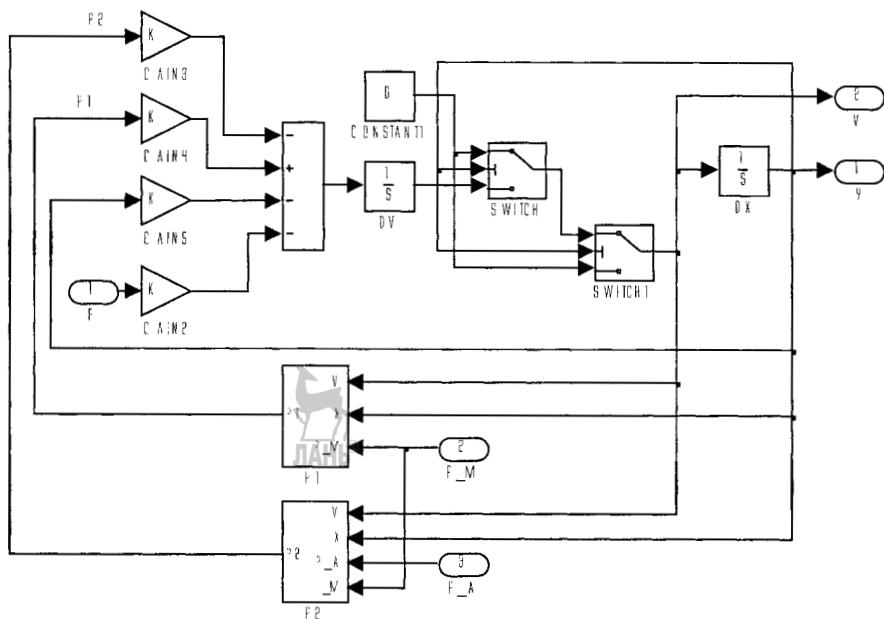


Рисунок 4.42 – Simulink-схема ПДП двустороннего действия

На данной схеме блоки  $p1$  и  $p2$  представляют собой подсистемы, реализующие дифференциальные уравнения изменения давления газа в полости нагнетания (4.32) и выхлопной полости (4.33). Схемы этих блоков показаны на рисунке 4.43.

Представленную на рисунке 4.42 схему удобно объединить в отдельный блок (подсистему), пиктограмма которого показана на рисунке 4.44, а. Правила создания таких пользовательских блоков рассмотрены в главе 3.

Для рассматриваемого блока (подсистемы) средствами Matlab в соответствии с таблицей 4.1 создается специальное диалоговое окно, изображенное на рисунке 4.44, б, которое предназначено для ввода параметров ПДП пользователем. Для удобства ввода постоянные параметры, характеризующие модель, разбиты на три группы: параметры ПДП ( $S_1$ ,  $S_2$ ,  $I_{MAX}$ ,  $I_{MIN}$ ,  $m$ ,  $y_{01}$ ,  $y_{02}$ ,  $c$ ), параметры газа ( $T_M$ ,  $k$ ,  $R$ ) и параметры линии ( $f_1$ ,  $f_2$ ) (см. раздел 4.2.4).

На основе разработанного блока строится модель, реализующая работу ПДП двустороннего действия при питании от источника сжатого воздуха, с применением блока *pressure source* (рисунок 4.45).

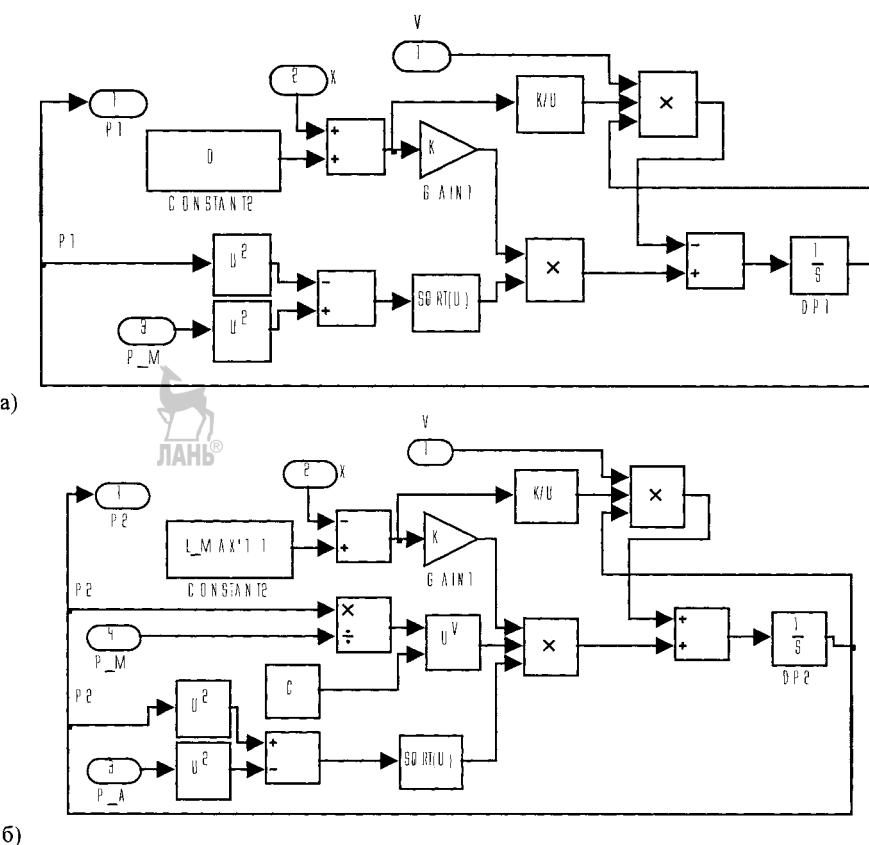


Рисунок 4.43 – Simulink-схемы блоков  $p1$  (а) и  $p2$  (б)

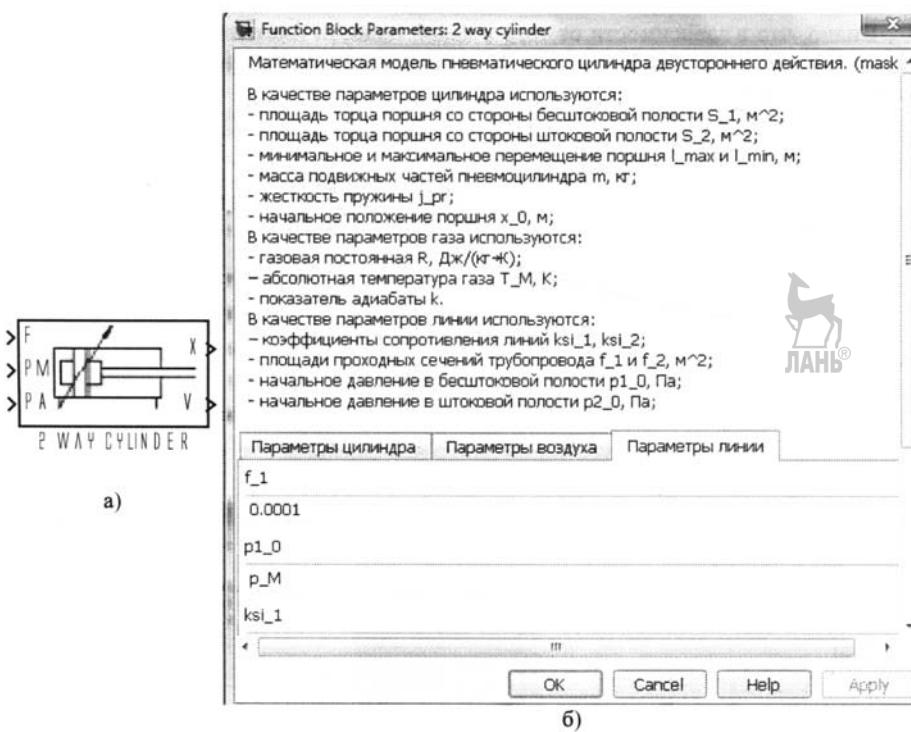


Рисунок 4.44 – Пиктограмма блока (подсистемы) ПДП двустороннего действия (а)  
и окно ввода его параметров (б)

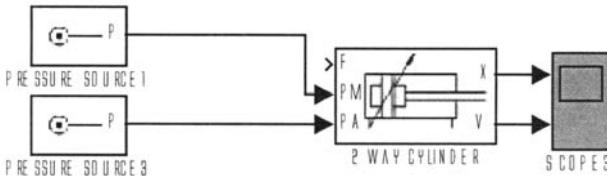


Рисунок 4.45 – Модель ПДП двустороннего действия

**Пример А.** Выполняется моделирование ПДП двустороннего действия. Давление на входе в бесштоковую полость  $p_M = 0.4$  МПа, на выходе из штоковой полости —  $p_A = 0.1$  МПа. Максимальная длина выдвижения штока  $l_{MAX} = 0.15$  м, начальное положение штока  $y_{01} = 0.01$  м, масса подвешенных частей  $m = 5$  кг, коэффициент демпфирования  $c = 50$  Н/м, нагрузка на шток отсутствует, т.е.  $F' = 0$ . Численные значения параметров сжатого воздуха при температуре  $T_M = 293$  К ( $20^\circ\text{C}$ ) и давлении  $p_a = 101325$  Па:  $k = 1.4$ ;  $R = 287$  Дж/(кг·К).

При таких условиях шток должен выдвинуться на длину  $l_{MAX} = 0.15$  м. Результаты моделирования показаны на рисунке 4.46, а.

**Пример Б.** Для моделирования случая, когда шток в начальном положении выдвинут на длину  $y_{02} = 0.15$  м, принимаются следующие параметры давления: на входе в штоковую полость  $p_M = 0.1$  МПа, на выходе из бесштоковой полости  $p_A = 0.4$  МПа. В такой ситуации шток изначально выдвинут и при подаче давлений должен втянуться до значения  $l_{MIN} = 0.01$  м. Результаты моделирования показаны на рисунке 4.46, б.

Видно, что в зависимости от того в какой полости (нагнетания или выхлопа) давление больше, шток ПДП будет либо выдвигаться (рисунок 4.46, а) либо втягиваться (рисунок 4.46, б).

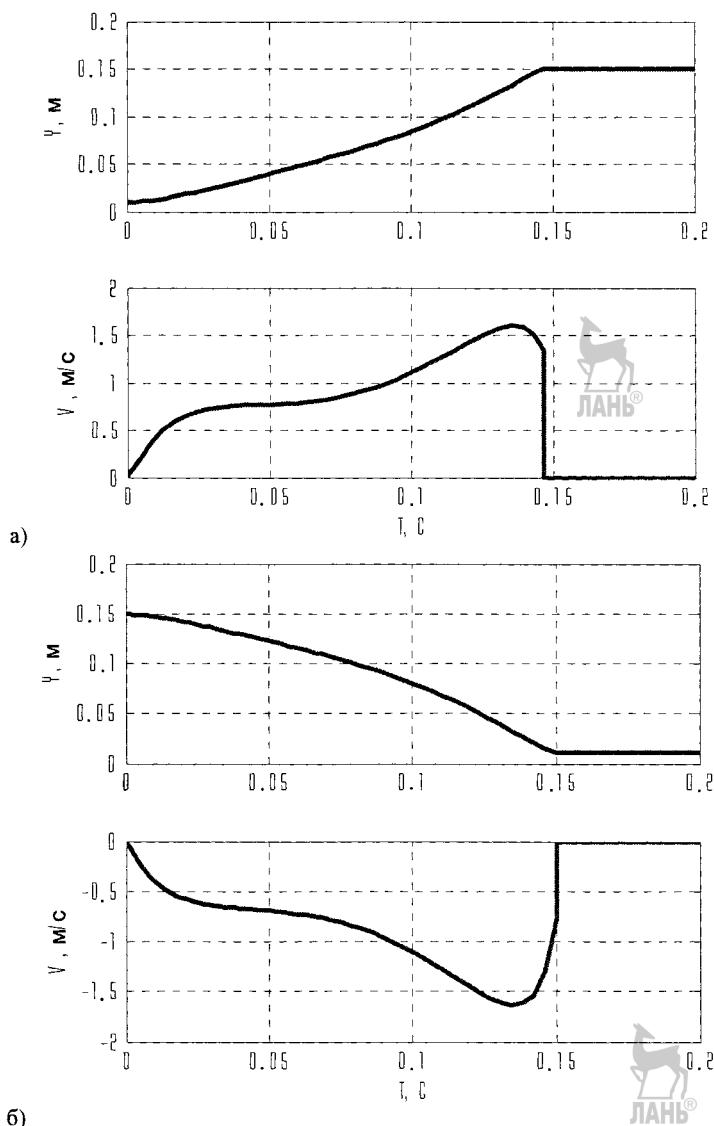


Рисунок 4.46 – Результаты моделирования ПДП двустороннего действия при выдвижении (а) и при втягивании (б) штока

Аналогичным образом строится модель ПДП одностороннего действия с возвратной пружиной, расчетная схема которого представлена на рисунке 4.23, б.

Уравнение движения поршня со штоком при прямом ходе (выдвижении) имеет вид (4.34) и при обратном ходе – (4.36), т.е.

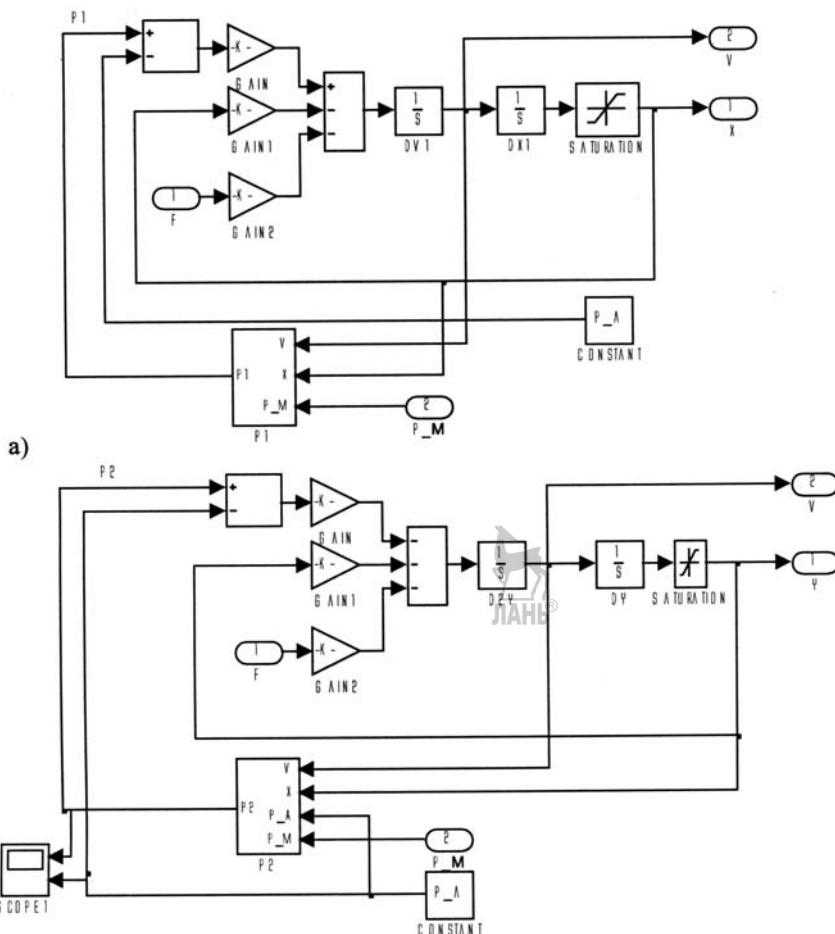
$$m \frac{d^2y}{dt^2} = (p_1 - p_a)S_1 - j_{np}y - F' ;$$

$$m \frac{d^2y}{dt^2} = j_{np}(y_p - y) - (p_2 - p_a)S_1 - F' .$$

В дополнение к этим уравнениям также используются условия (4.76).

Уравнения, описывающие изменение давления  $p_1$  в полости нагнетания при выдвижении и изменение давление  $p_2$  в полости выхлопа при втягивании, имеют вид (4.35), (4.33), соответственно. Таким образом, математическая модель ПДП одностороннего действия с возвратной пружиной состоит из уравнений (4.34), (4.35) и (4.76) при моделировании выдвижения штока, и уравнений (4.36), (4.33) и (4.76) при моделировании втягивания штока. Разделение параметров модели на переменные и постоянные показано в таблице 4.1, где вместо параметра  $c$  необходимо использовать параметр  $j_{np}$ .

Simulink-схема ПДП одностороннего действия при выдвижении штока показана на рисунке 4.47.



б) Рисунок 4.47 – Simulink-схема ПДП одностороннего действия при выдвижении

На данной схеме блоки  $p1$  и  $p2$  реализуют дифференциальные уравнения (4.35) и (4.33) изменения давления в полости нагнетания и в полости выхлопа, соответственно.

Для удобства использования схемы на рисунке 4.47 объединяются в один пользовательский блок, для которого разрабатывается диалоговое окно ввода параметров (см. рисунок 4.48), с последующим использованием для построения модели работы ПДП при питании от источника сжатого воздуха (рисунок 4.49).

**Пример В.** Рассматривается задача моделирования ПДП одностороннего действия. Параметры рабочего газа при температуре  $T_M = 293$  К ( $20^\circ\text{C}$ ) и давлении  $p_a = 101325$  Па;  $k = 1.4$ ;  $R = 287$  Дж/(кг·К). Параметры ПДП:  $S_1 = 79 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>,  $S_2 = 69 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>,  $J_{np} = 10^3$  Н/м,  $l_{MAX} = 0.15$  м,  $l_{MIN} = 0.01$  м, масса  $m = 5$  кг,  $c_1 = 25$  Н·с/м,  $F' = 0$ .

Результаты моделирования выдвижения и втягивания штока представлены на рисунке 4.50, а и 4.50, б, соответственно. Видно, что выдвижение штока поршня на расстояние  $y = 0.15$  м происходит за время  $t \approx 0.1$  с, а скорость штока в конечный момент времени  $dy/dt = 0$ . Аналогичный результат имеет место и при втягивании штока.

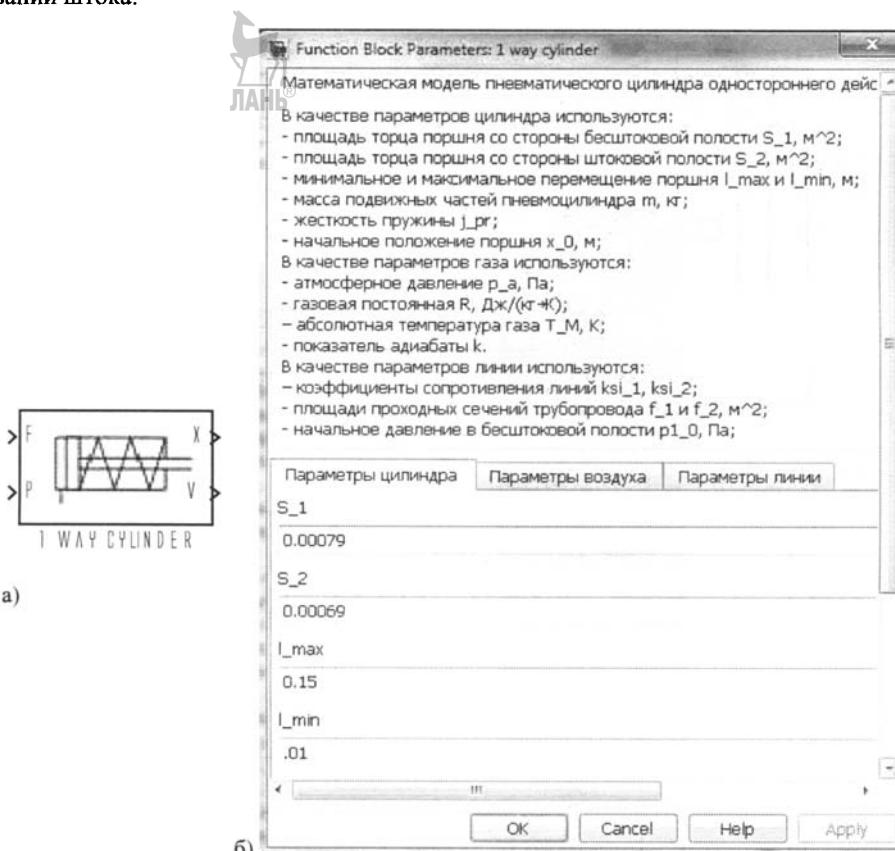


Рисунок 4.48 – Пиктограмма блока (подсистемы) ПДП двустороннего действия (а) и окно ввода его параметров (б)

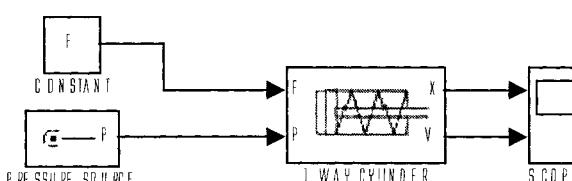


Рисунок 4.49 – Модель ПДП одностороннего действия

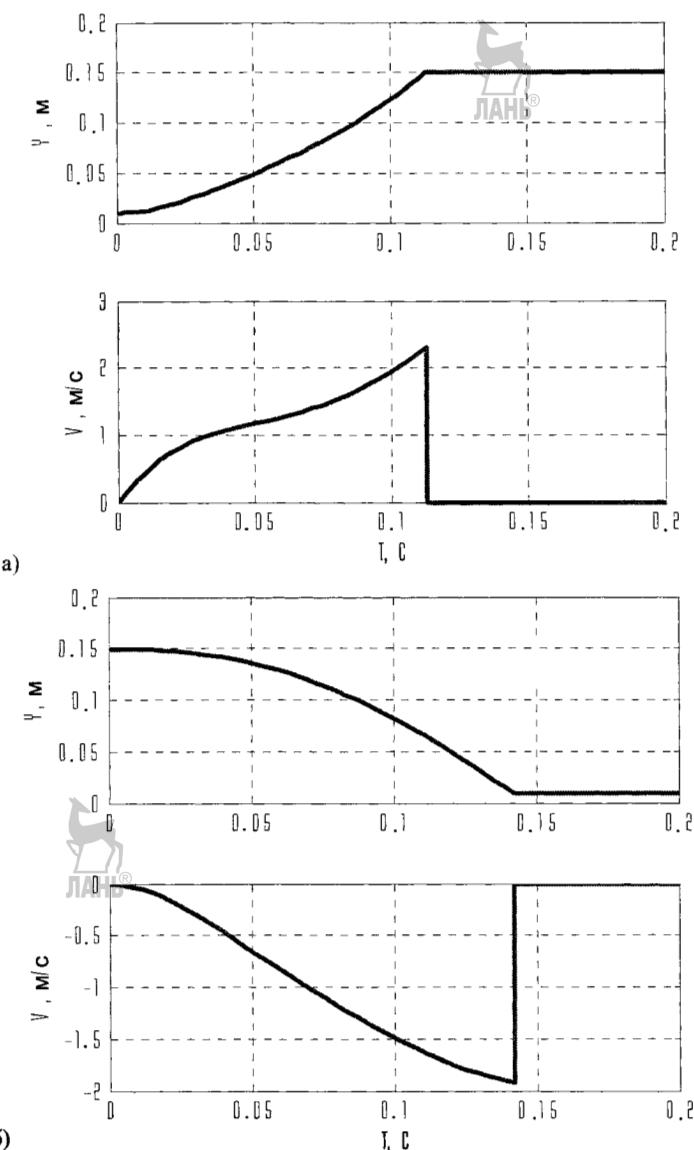


Рисунок 4.50 –Моделирование ПДП одностороннего действия при выдвижении (а) и при втягивании (б) штока

#### 4.5.3. Моделирование ГД поступательного движения

Динамика ГДП двустороннего действия, расчетная схема которого представлена на рисунке 4.25, описывается уравнением (4.58) поступательного движения поршня со штоком, находящихся под действием давления рабочей жидкости, внешней нагрузки, сил трения, т.е.

$$m \frac{d^2y}{dt^2} = p_p S_1 - \left( p_{np} S_2 + |F_1| \operatorname{sign} \frac{dy}{dt} + F_H + c_1 \frac{dy}{dt} \right),$$

где  $c_1$  – коэффициент пропорциональности;  $F_T$ ,  $F_H$  – сила трения и полезной нагрузки на штоке;  $S_1$ ,  $S_2$  – рабочие площади поршня со стороны бесштоковой и штоковой полости, соответственно;  $p_{np}$ ,  $p_P$  – противодавление и давление жидкости в рабочей полости цилиндра ГДП, которые рассчитываются по формулам (4.57) и (4.53), соответственно.

По аналогии с математическими моделями ПДП к уравнению баланса сил (4.58) добавляются уравнения (4.76), которые в совокупности являются моделью динамики ГДП двустороннего действия.

Далее выполняется разделение параметров модели на группы с постоянными и переменными значениями (см. таблицу 4.2).

Simulink-схема модели, составленной по уравнениям (4.58), (4.76), показана на рисунке 4.51, где блок *limits* реализует ограничения (4.76) и служит для расчета рабочего хода поршня со штоком и скорости их движения.

Таблица 4.2 – Группы параметров модели ГДП двустороннего действия

Параметры, имеющие постоянное значение	Параметры, изменяющие свое значение в течение времени моделирования
$S_1$ , $S_2$ , $l_{MAX}$ , $l_{MIN}$ , $m$ , $y_{01}$ , $y_{02}$ , $c$	$y$
$F_T$	$p_p$ , $p_{np}$ , $F_H$

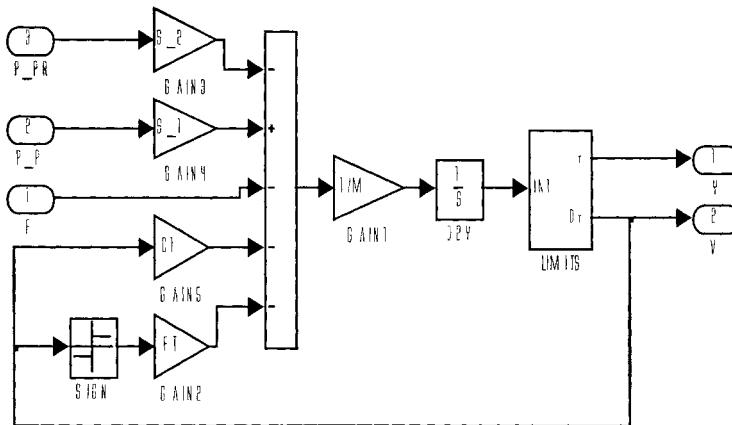


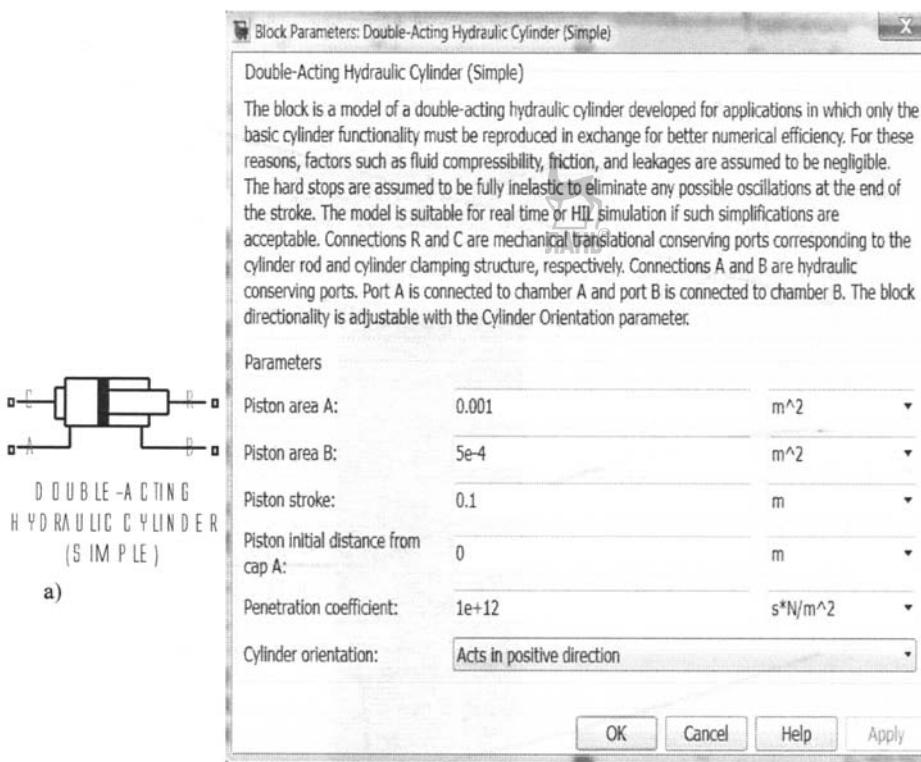
Рисунок 4.51 – Simulink-схема модели гидроцилиндра

Для моделирования ГДП в пакете программ Matlab&Simulink имеется готовый блок, реализующий упрощенную модель ГДП, в котором не учитываются такие факторы как сжимаемость жидкости, трение и утечки. Пиктограмма блока и окно его параметров показаны на рисунке 4.52.

Окно ввода параметров имеет следующие поля:

- *Piston area A* – эффективная площадь поршня  $S_1$ ,  $\text{m}^2$ ;
- *Piston area B* – эффективная площадь поршня  $S_2$ ,  $\text{m}^2$ ;
- *Piston stroke* – максимальный рабочий ход поршня со штоком, м;
- *Piston initial distance from cap A* – Расстояние между поршнем и крышкой в начале моделирования, м;

- *Cylinder orientation* — указывает ориентацию ГДП по отношению к принятому по умолчанию положительному направлению. ГДП может иметь два различных состояния, в зависимости от того, как будет направлена сила (в положительном или в отрицательном направлении) при подаче давления на вход ГДП. Если давление при подаче в порт *A* создает силу в отрицательном направлении, необходимо установить параметр *Acts in negative direction*.



б)

Рисунок 4.52 – Пиктограмма блока ГДП (а) и окно ввода параметров (б)

**Пример.** Рассматривается задача моделирования ГДП двустороннего действия. Параметры цилиндра:  $S_1 = 79 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ ,  $S_2 = 69 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ ,  $j_{np} = 10^3 \text{ Н/м}$ ,  $l_{MAX} = 0.15 \text{ м}$ ,  $l_{MIN} = 0.01 \text{ м}$ , масса подвиженных частей  $m = 5 \text{ кг}$ , модуль силы трения  $F_T = 1$ ,  $F' = 0$ ,  $c_1 = 25 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$ , нагрузка на шток отсутствует.

Результаты моделирования выдвижения и втягивания штока представлены на рисунке 4.53, а и 4.53, б, соответственно. Видно, что выдвижение штока гидроцилиндра на расстояние  $y = 0.15 \text{ м}$  происходит за время  $t \approx 0.09 \text{ с}$ , а скорость поршня со штоком в конечный момент времени  $dy/dt = 0$ . Аналогичный результат имеет место и при обратном ходе поршня.

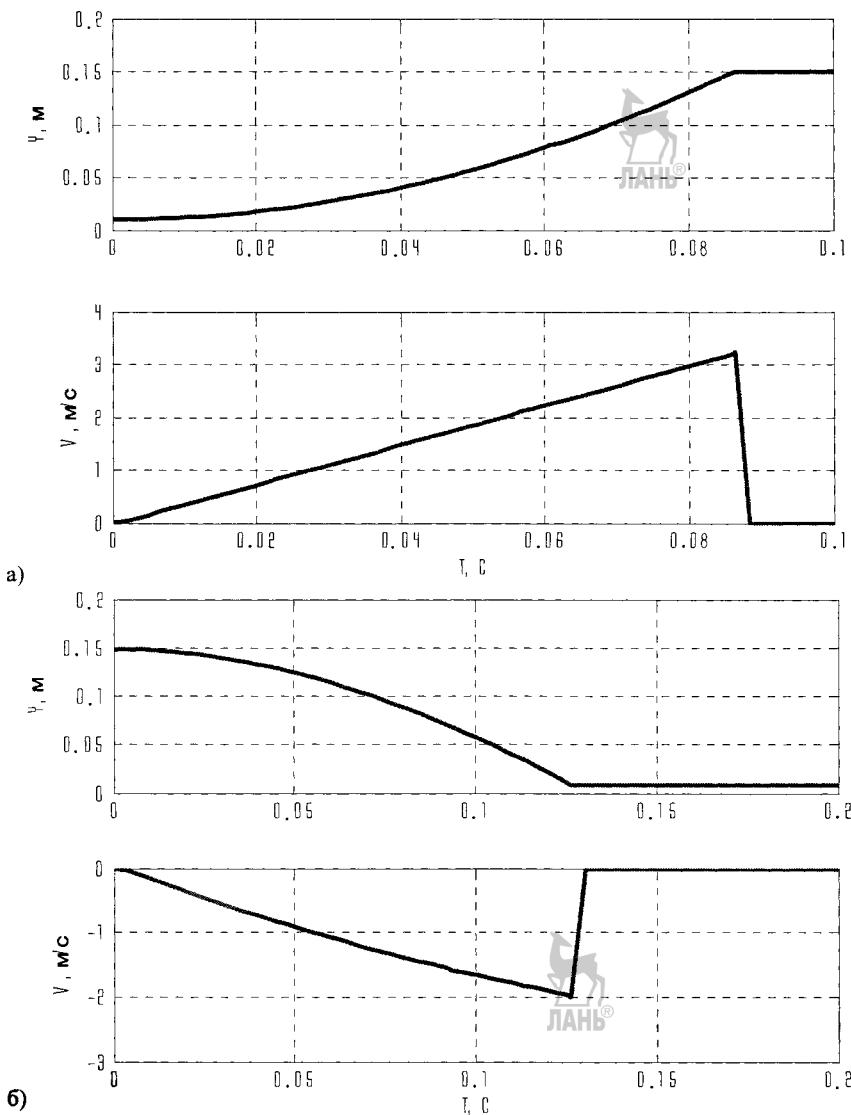


Рисунок 4.53 –Моделирование ГДП двустороннего действия при выдвижении (а) и при втягивании (б) штока

### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие отличительные особенности присущи линейным электродвигателям?
2. Какие варианты конструктивного исполнения асинхронных ЛЭД используются для создания СПГ?
3. Как создается бегущее магнитное поле в ЛЭД?
4. Какие конструктивные и электрические параметры определяют линейную скорость перемещения магнитодвижущей силы вдоль магнитопровода?
5. Какой вид имеют механические характеристики асинхронных ЛЭД?
6. Какие краевые эффекты имеют место в магнитопроводе ЛЭД?
7. Как влияют продольные и поперечные эффекты на работу ЛЭД?
8. Какие конструктивные решения ЛЭД снижают влияние краевых эффектов?

9. Какой тип обмоток индуктора используется на практике для получения малых скоростей ЛЭД?
10. Какие способы управления применяются для асинхронных ЛЭД?
11. Какое отличие существует между схемами регулирования напряжения, обеспечивающего изменение скорости ЛЭД?
12. Чем отличаются синхронные ЛЭД от асинхронных?
13. Какой эффект достигается при использовании в конструкции ЛЭД аэростатических опор и направляющих?
14. На чем основан принцип работы ПДП?
15. Какие конструкции ПДП применяются для создания СП?
16. Какие конструктивные и энергетические параметры ПДП влияют на развиваемое ими выходное усилие?
17. Какие конструктивные особенности свойственны штоковым ПДП, а какие бесштоковым?
18. Как осуществляется силовая разгрузка бегунка бесштокового ПДП?
19. Как работает бесштоковый ПДП с магнитной связью?
20. Какими периодами времени характеризуется диаграмма перемещения выходного звена ПДП?
21. Чем отличаются докритический и надкритический режим работы ПДП?
22. Какой тип пневмораспределителей используется для ПДП одностороннего и двустороннего действия в составе СП?
23. Как классифицируются по конструктивному исполнению гидравлические двигатели поступательного движения?
24. Какие гидрораспределители используются для управления работой ГДП?
25. Как рассчитывается мощность, развивающаяся ГДП?
26. Какие конструктивные особенности характерны для штоковых ГДП?
27. Какие параметры ГДП определяют динамику его движения?
28. От чего зависит скорость перемещения выходного звена ГДП?
29. По каким конструктивным параметрам классифицируются пьезоэлектрические двигатели поступательного движения?
30. Какой вид имеет статическая характеристика ПЭДП?
31. Что такое "пьезомодуль" и какое влияние он оказывает на величину деформации пьезоэлемента?
32. Какой вид имеет передаточная функция ПЭДП?
33. Какое отличие имеется между схемами ПЭДП в составе СП?
34. Какие конструктивные решения ПЭДП обеспечивает режим шагового движения, а какие непрерывного?
35. При каких условиях для моделирования ЛЭД можно использовать математические модели электродвигателей вращательного действия?
36. Какие принимаются условия соответствия между количественными характеристиками ЛЭД и электродвигателей вращательного действия?
37. Какие уравнения образуют математическую модель линейного пневмопривода?
38. Каким образом учитывается влияние возвратной пружины в математической модели пневмоцилиндра одностороннего действия?
39. Какой физический смысл имеют величины, входящие в уравнение (4.76) движения поршня пневмоцилиндра двустороннего действия.
40. Какой физический смысл имеют величины, входящие в уравнение (4.82) движения поршня гидроцилиндра двустороннего действия.
41. Какие допущения принято использовать при моделировании гидравлических двигателей?

## Г л а в а V

# Серводвигатели

**Серводвигатели** (СД) – это синергетическая конструкторская совокупность исполнительного двигателя (ИД) и датчика обратной связи (ДОС), энергетические и информационные потоки в которых направлены на достижение общей цели – обеспечение заданных управляющей программой параметров движения выходного звена СД (частоты вращения, линейной или угловой скорости, ускорения крутящего момента или усилия, длины хода или угла поворота), кинематически связанного с рабочим органом технологического оборудования.

По характеру движения выходного звена они подразделяются на СД вращательного движения (СДВ) и поступательного движения (СДП).

### 5.1. Серводвигатели вращательного движения

#### 5.1.1. Пневматические неполнооборотные СДВ

Серводвигатели данного типа выполняются на базе неполнооборотных лопастных пневмодвигателей (рисунок 3.55).

На рисунке 5.1, а, г показан СДВ типа DSMI/DSMI-B [59] со встроенным аналоговым пленочным потенциометрическим датчиком обратной связи, рассчитанным на постоянное напряжение  $U=10$  В и ток  $I=4$  мА с разрешающей способностью 0,1 град, нелинейностью характеристики – 0,25 %.

Они имеют два типоразмера, отличающиеся площадью лопастей, эквивалентных площадям поршней Ø 25 и 40 мм. Создаваемый ими крутящий момент на выходном валу – 5 и 20 Н·м, соответственно. Максимальный угол поворота выходного вала – 272°; минимальная рабочая частота срабатывания – 2 Гц.

СДВ обоих типоразмеров обеспечивают точность повторения отрабатывающей угловой координаты ± 0,3 град. Минимальная/максимальная скорость вращения выходного вала – 50/2000 град/с. Время позиционирования в заданной точке угловой координаты в зависимости от угла поворота – от 0,15 до 0,6 с при давлении воздуха в питающей магистрали 0,6 мПа. Масса DSMI-25 – 1,06 кг, DSMI-40 – 3,75 кг.

Состав периферийных и крепежных элементов показан на рисунке 5.1, б, конструкция СДВ – на (в). Крутящий момент, создаваемый сжатым воздухом, действующим на лопасть 2, помещенную в корпус 6, передается шлицевому валу, на переднем конце 5 которого, с помощью шпонки 1, может монтироваться присоединительный фланец, обеспечивающий связь с исполнительными элементами (рабочим органом) технологического оборудования. На заднем конце, под крышкой 4, установлен флагажок 3, взаимодействующий с регулируемыми жесткими упорами 9. В центральной части сборного корпуса, на шлицевом валу, с помощью втулки из полиуретана установлен диск 7 датчика обратной связи (вращаемый потенциометр), подвод питающего напряжения к которому осуществляется через штепсельный разъем 8.

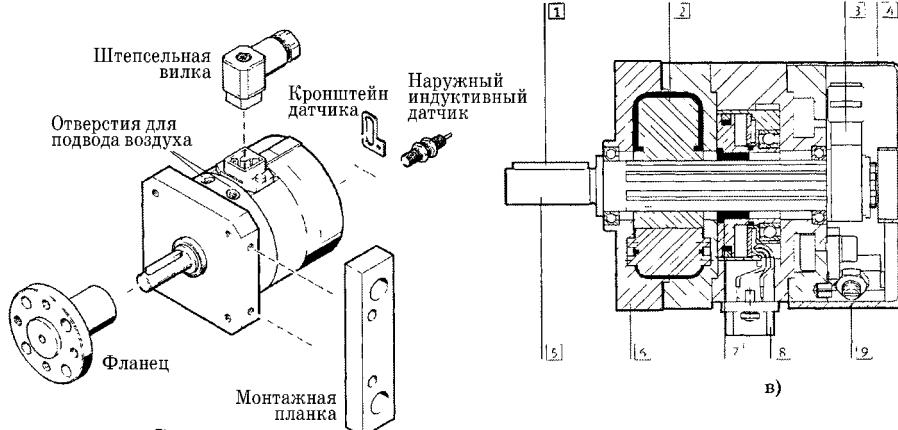
Вращаемый потенциометр, выполняющий функцию ДОС (рисунок 5.2, а) работает как линейный делитель напряжения с переменным коэффициентом деления.

При перемещении ползунка (движка) и смещении контактной точки А (щетки) на угол  $\alpha$  соблюдается соотношение

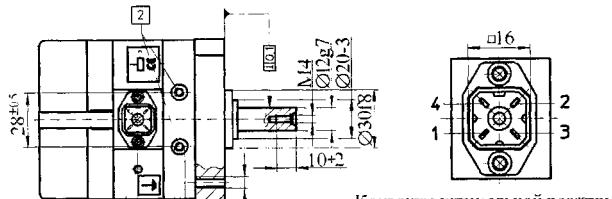
$$\text{или } U_{\text{вых}} / U_0 = \alpha / \alpha_0 \quad (5.1)$$
$$U_{\text{вых}} = k\alpha,$$



a)

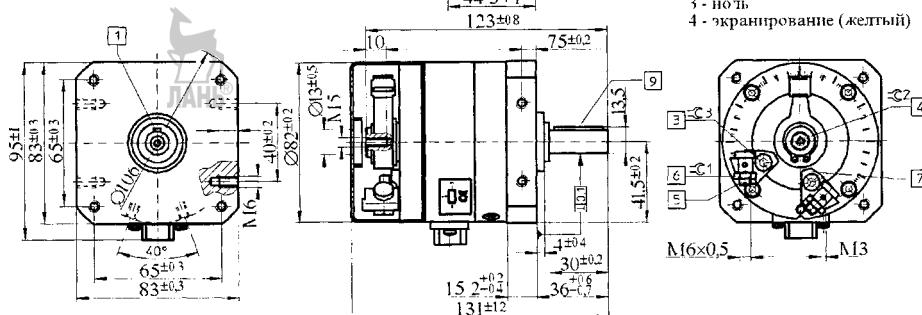


Тип DSMI-25-270



Контакты штекерной розетки

1 - питание
2 - снимаемый сигнал
3 - ноль
4 - экранирование (желтый)



- Нулевое положение шпонки
- Подвод воздуха
- Стопорный винт упора

- 4 Отверстие для проворота ключом
- 5 Регулируемый упор
- 6 Контргайка

- 7 Перенастраиваемая плата упора
- 8 Отверстие M4 для заземления
- 9 Сегментная шпонка

Г)

Рисунок 5.1 – Неполнооборотный пневматический серводвигатель:  
внешний вид (а); периферийные элементы (б);  
конструкция (в); размерные параметры (г).

где  $k = U_0/\alpha_0$  – коэффициент передачи. Характеристика потенциометрического датчика угловых перемещений (рисунок 5.2, б) показывает зависимость выходного напряжения  $U$  от входного сигнала  $\alpha$ , то есть от угла поворота ползунка, связанного с выходным звеном СД.

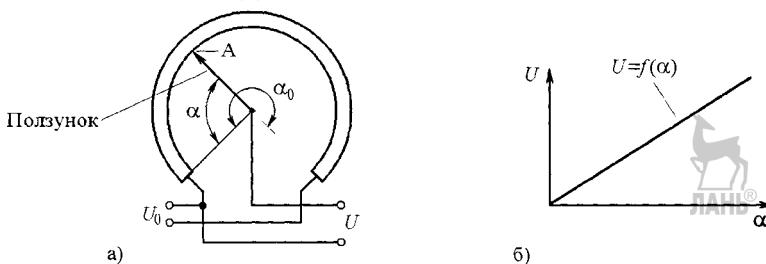


Рисунок 5.2 – Потенциометрический датчик угловых перемещений

На практике также применяются функциональные потенциометрические датчики, с выходов которых снимается напряжение, изменяющееся по синусному или логарифмическому закону в зависимости от угла поворота ползунка со щеткой.

К достоинствам потенциометрических датчиков можно отнести: простоту конструкции, малую массу и небольшие габариты, возможность питания постоянным и переменным током, простоту регулировки и высокую стабильность.

Недостатками пленочных датчиков являются: наличие подвижного контакта, снижающего надежность работы и срок службы датчика, невысокая чувствительность, нелинейность характеристики при низкоомной нагрузке.

Следует иметь в виду, что значение реактивного сопротивления потенциометрических ДОС невелико и его можно не учитывать при работе на частотах до нескольких десятков килогерц.

На рисунке 5.3 показаны компоненты СП на базе неполнооборотного пневматического СДВ типа DSMI. Для управления СДВ могут использоваться позиционные контроллеры типа СМРХ или SPC 11 в сочетании с системой Soft-Stop, обеспечивающей плавную остановку и точность воспроизведения заданной угловой координаты  $\leq 0,2$  град в конечных положениях, а в промежуточных положениях  $-\pm 2$  град [42].

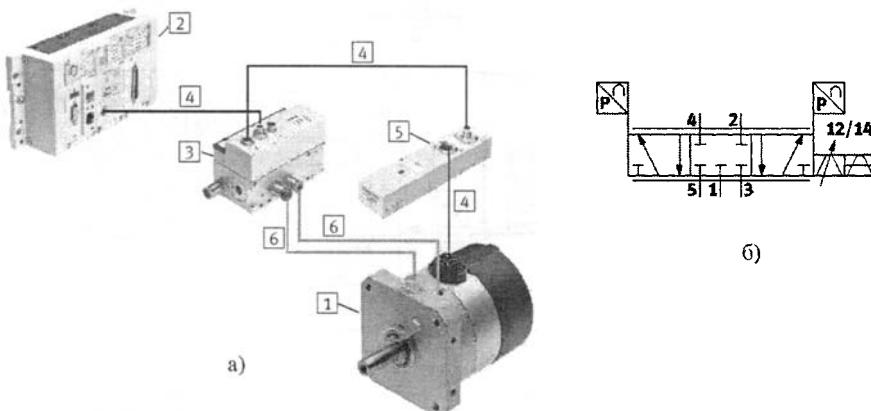


Рисунок 5.3 – Компоненты СП на базе неполнооборотного пневматического СДВ типа DSMI (а); б) мнемоническая схема ПП типа VPWP

Для управления подачей воздуха в рабочие полости используются 5/3-пропорциональные пневмораспределители (ПП) типа VPWP или MPYE (Festo) золотниковой конструкции.

Мнемоническая схема ПП типа VPWP приведена на рисунке 5.3, б [59]. Они характеризуются следующими параметрами: условный проход – 4, 6 и 8 мм; пропускная способность (расход) – 350, 700 и 1400 л/мин; напряжение питания – 24 В постоянного тока; цифровые входы/выходы – 24 В, max 500 мА; номинальное давление питания – 0,6 МПа; рабочая температура – 0...+50°C; класс защиты – IP65; максимальные габаритные размеры – 110×99×82 мм.



### 5.1.2. Электрические СДВ

В составе СП применяются СДВ как переменного (АС-мотор) так и постоянного (ДС-мотор) тока.

Серводвигатели переменного тока (асинхронные и синхронные) получают широкое применение благодаря развитию силовой электроники в сочетании с новыми методами управления, основанными на использовании **цифровых сигнальных процессоров (ЦСП)**, обеспечивающих высокую скорость вычисления.

На рисунке 5.4 представлен внешний вид СДВ серии MTR-AC [52], который является синхронным трехфазным двигателем с постоянными магнитами на роторе, работающий в составе СП как асинхронный. Компоновка данного СДВ показана на рисунке 5.5.

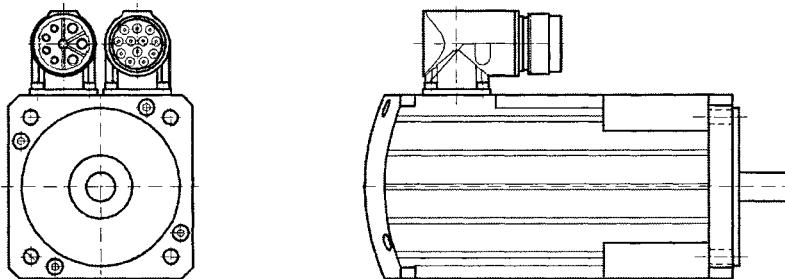


Рисунок 5.4 – Внешний вид СДВ серии MTR-AC

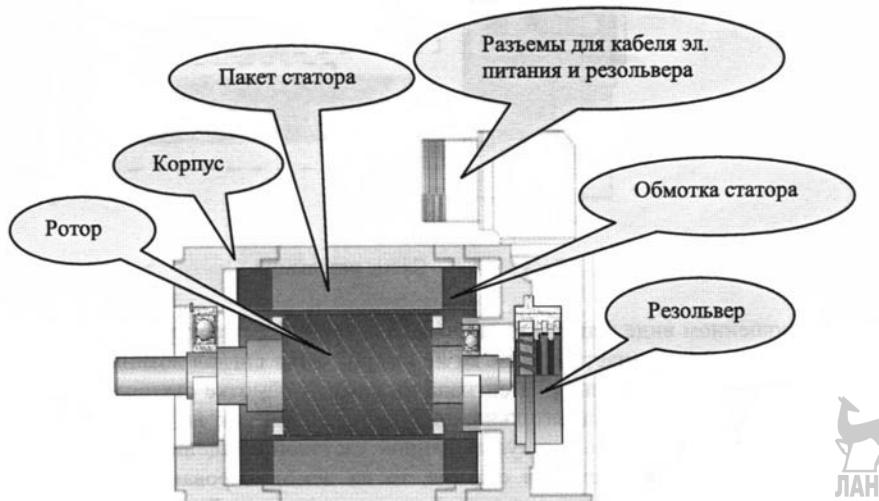


Рисунок 5.5 – Компоновка серводвигателя переменного тока серии MTR-AC

Фазные обмотки статора запитываются током синусоидальной формы, формирование которой дает возможность достигать разрешения по углу поворота ротора менее 1 град. Для этого требуется решающее устройство в виде, например, резольвера, используемого в качестве основного элемента обратной связи, а также **сервоусилитель** в составе управляющего контроллера, например, типа SEC-AC, имеющего возможность модулировать мгновенную фазу тока от нуля до максимума. Отдельные цепи в сервоусилителе получают данные о скорости и угле поворота (позиции) по сигналу резольвера и восстанавливают из него форму, соответствующую сигналу инкрементного цифрового декодера, устранив необходимость увеличивать количество элементов обратной связи. **Резольвер** (рисунок 5.6) представляет собой решающее устройство трансформаторного типа, выполняющее функции ДОС в СДВ переменного тока. Он состоит из двух катушек на статоре и одной катушки на роторе, непосредственно соединенной с валом двигателя, которая вращается относительно двух катушек статора. Решающее устройство является по сути преобразователем вращения. Катушка ротора возбуждается переменным несущим током высокой частоты. Две вторичные катушки статора разнесены на  $90^\circ$  между величинами сигналов катушек. Эти сигналы обрабатываются и конвертируются разрешающим цифровым конвертором, имеющим два выхода: коммутационные данные для усилителя и данные скорости и углового положения в форме синтезированного инкрементного сигнала преобразователя. На катушку решающего устройства поступает контрольное сигнальное напряжение  $U_{REF} = \hat{U} \sin \omega t$  на несущей частоте. Сигналы обратной связи, поступающие от катушек статора, следующие:

$$\begin{aligned} U_{\sin} &= \hat{U} \sin \omega t \sin \theta, \\ U_{\cos} &= \hat{U} \sin \omega t \cos \theta, \end{aligned} \quad (5.2)$$

где  $\theta$  – угол положения ротора.

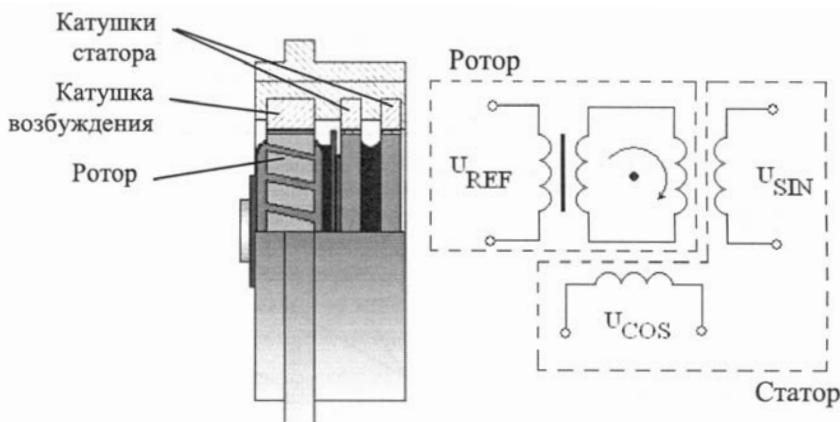


Рисунок 5.6 – Схема резольвера

В упрощенном виде осциллятор конвертора возбуждает ротор несущим высокочастотным сигналом (частота десятки килогерц). Этот сигнал возникает на обеих обмотках статора, но величина сигнала на каждой обмотке статора зависит от угла поворота ротора. Следовательно, индуцированный ток на обеих обмотках статора, является амплитудно-модулированной частотой вращения. Если несущая частота исключается из сигналов статора, то их демодулированные огибающие будут представлять синусоиду с частотой, пропорциональной углу вращения ротора. Направление вращения может быть определено в зависимости от того, какой

из сигналов обратной связи запаздывает по отношению к другому. Выход резольвера есть тригонометрическая функция угла вращения.

Резольвер дает хорошее разрешение и высокую точность, имеет высокий уровень выходного сигнала и низкий выходной импеданс.

Серводвигатели (сервомоторы) серии MTR-AC производятся четырех типоразмеров: номинальная мощность от 468 до 2396 Вт; номинальное напряжение – 325...560 В; номинальный ток – 1,4...4,3 А; номинальный момент – 0,66...6,36 Н·м; номинальная скорость вращения – 6800...3600 об/мин.; максимальная скорость – от 4550 до 11640 об/мин; массовый момент инерции привода – 0,2...6,8 кг·см<sup>2</sup>. Дополнительно они могут быть снабжены редуктором и тормозным устройством.

Для управления СДВ серии MTR-AC предназначены контроллеры типа SEC-AC (Festo), имеющие 4 режима работы: управление моментом (регулировка по току); регулировка скорости вращения; режим позиционирования; режим синхронизации. Специальные возможности: стабильное без сбоев переключение из одного режима в другой, а также память на 16 программируемых записей данных. Свободно программируются абсолютные или относительные положения, скорость, ускорение, задержка, изменение скорости в процессе позиционирования, получение выходных сигналов в процессе позиционирования. Контроллер имеет 10 цифровых входов (12...30 В) и 5 цифровых выходов (24 В). В контроллерах SEC-AC с интерфейсом Profibus DP или CANopen, ведущий контроллер имеет доступ ко всем данным. Этот открытый метод передачи данных означает, что произвольные параметры перемещения могут передаваться в процессе работы контроллера.

На рисунке 5.7 представлен СДВ серии EMMS-AS, являющийся синхронным двигателем переменного тока, снабженный тормозным устройством. Данная серия включает пять типоразмеров, обладающих следующими характеристиками: номинальное напряжение – 360...565 В; номинальный ток – 0,6...7,4 А; номинальный момент – 0,2...20,05 Н·м; номинальная скорость вращения – 10300...2000 об/мин.

Характеристика тормозного устройства: напряжение питания – 24 В; момент удержания – 0,4 ... 18 Н·м. Серводвигатели поставляются с двумя типами датчиков обратной связи – цифровые одно – и многооборотные абсолютного измерения. Для управления используются контроллеры типа CMMR-AS или CMMG-AS четырех типоразмеров, имеющие встроенные тормозные блоки, встроенные фильтры электромагнитной совместимости, замкнутый контур управления позиционированием (выбор 256 позиций), интерфейсы входа/выхода, CANopen, Profibus DR (дополнительный модуль), DeviceNet (дополнит. модуль) Sercos2 (дополнит. модуль).

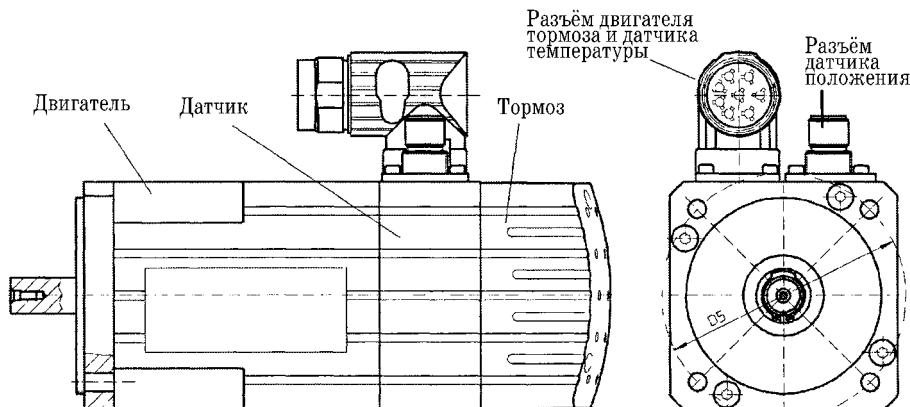


Рисунок 5.7 – Синхронный серводвигатель серии EMMS-AS

Схема подключения синхронных СДВ серии EMMS-AS показана на рисунке 5.8.

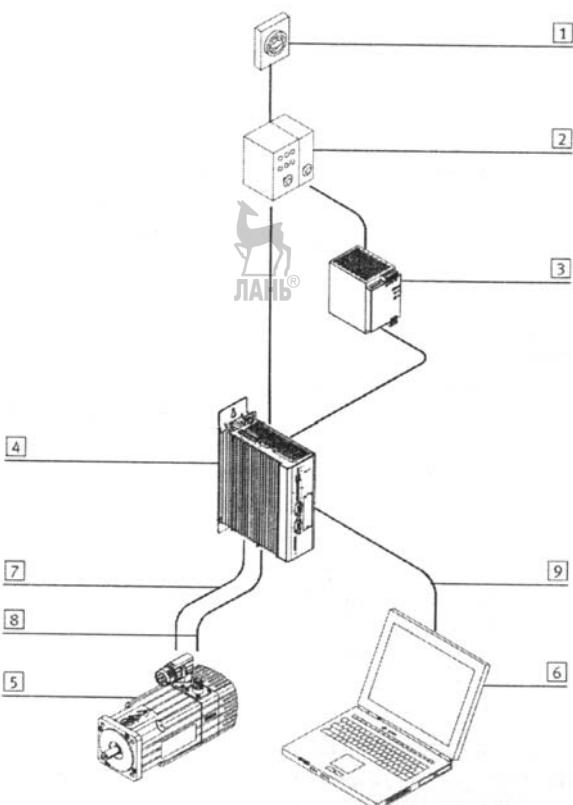


Рисунок 5.8 – Схема подключения синхронных СДВ серии EMMS-AS

1 – общий выключатель; 2 – автоматический выключатель; 3 – блок питания 24 В постоянного тока; 4 – контроллер типа CMMD-AS; 5 – СД серии EMMS-AS; 6 – ПЭВМ; 7 – кабель двигателя; 8 – кабель датчика; 9 – кабель компьютера

В качестве встроенных датчиков обратной связи могут использоваться магнитоимпульсные, индуктивные, фотоэлектрические датчики.

На рисунке 5.9 показан магнитоимпульсный датчик угловых перемещений серии RIK компании Numerik Jena (Германия) [73]. Датчик содержит измерительный диск толщиной 0,5 мм и диаметром 36, 46, 71, 100 или 150 мм с числом делений 1000 ... 18000, устанавливаемый на валу ротора СДВ и считающую магнитную головку со сканирующей частотой 500 кГц, выходным сигналом 1В постоянного тока и дифференциальным драйвером типа RS 422 со 100-кратной интерполяцией выходного сигнала прямоугольной формы. Напряжение питания – 5 В постоянного тока.

Разрешающая способность датчика, характеризующаяся количеством одиночных импульсов счета, генерируемых шифратором, на единицу измерения перемещения, может быть определена с помощью выражения

$$A = 360^\circ / z \cdot i \cdot N, \quad (5.3)$$

где  $z$  – число делений измерительного диска;  $i$  – фактор интерполяции (квадратурная обработка):  $i = 5x, 10x, 25x, 50x$  или  $100x$ ;  $N$  – фактор (характеристика) счетчика квадратурных сигналов:  $N = 1$  – для однократного счетчика;  $N = 2$  – для двухкратного счетчика;  $N = 4$  – для четырехкратного счетчика.

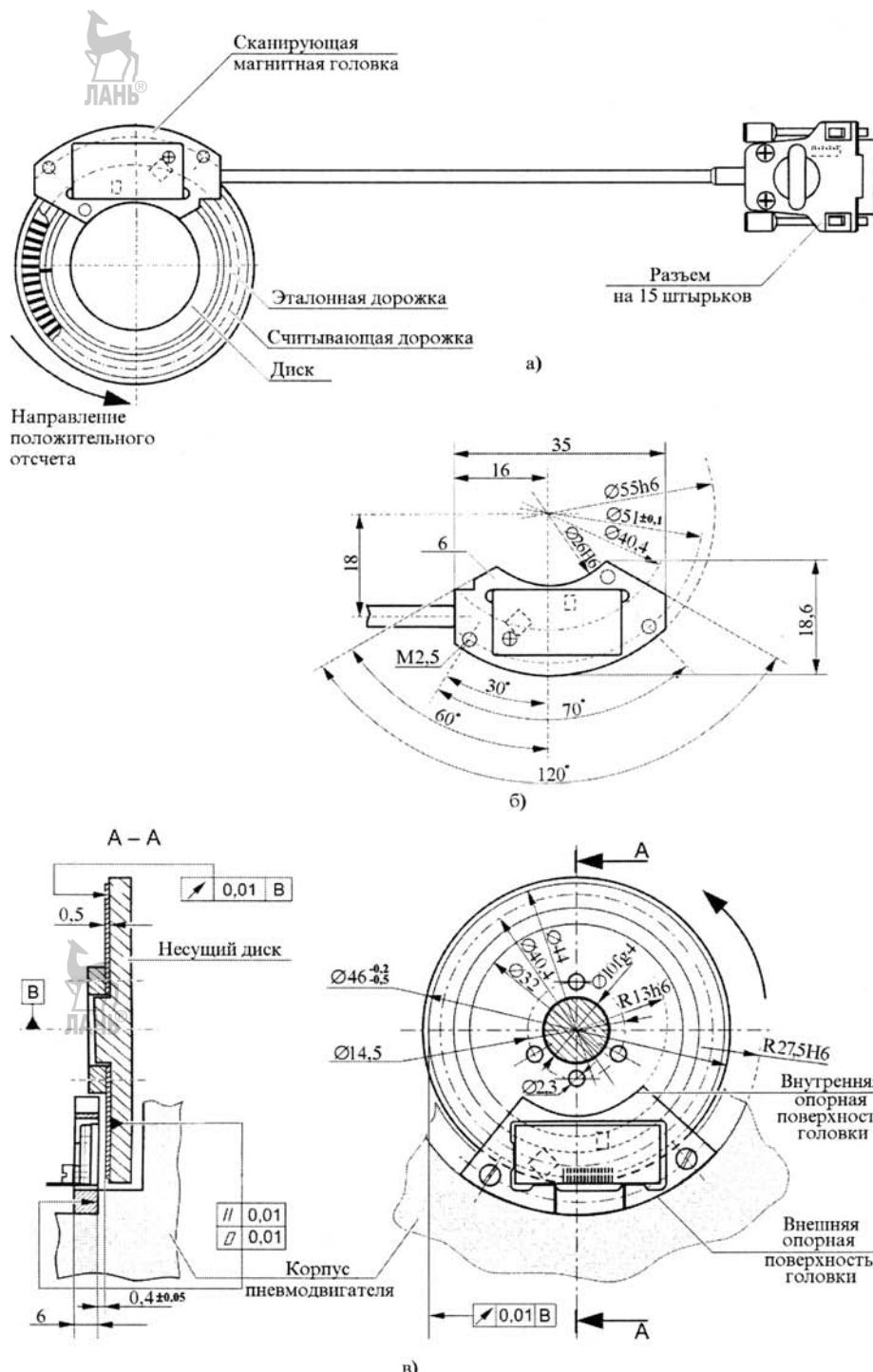


Рисунок 5.9 – Стандартный импульсный датчик угловых перемещений:  
общий вид (а); сканирующая головка (б); размерные и монтажные  
параметры (в) датчика типа RIK 1-2-40/3600-M-V-T

Под "квадратурными сигналами" понимаются сигнальные последовательности, представляющие информацию, закодированную в соотношении фаз двух выходных сигналов.

В качестве **индуктивных ДОС** в составе СДВ могут применяться поворотные индуктосины (рисунок 5.10) [51].

Ротор 1 и статор 2 (рисунок 5.10, а) поворотного индуктосина располагаются рядом с небольшим зазором (0,125 мм). Ротор и статор выполнены в виде стеклянных дисков с нанесенными печатным способом электрическими обмотками. Ротор имеет одну обмотку, а статор две обмотки, которые образуют одну двухфазную обмотку. Толщина проводящих линий обмоток и их взаимное расположение выполнены таким образом, что при подаче в обмотку статора двух синусоидальных напряжений, сдвинутых на  $90^\circ$  (т.е. двухфазная система напряжений (б)), в обмотке ротора индуцируется синусоидальное напряжение почти без гармоник. Так как индуктосин не имеет ферромагнитного сердечника, то он питается током повышенной частоты 10 кГц.

Индуктосины выполняются с большим числом полюсов (порядка сотен) и поэтому позволяют отсчитывать углы с точностью до нескольких секунд.

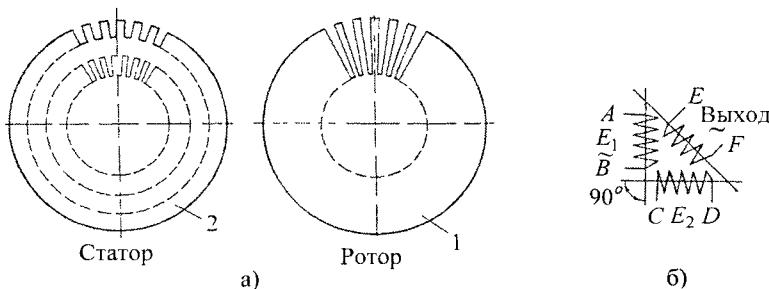


Рисунок 5.10 – Поворотный индуктосин: а) части поворотного индуктосина; б) электрическая схема

**Фотоэлектрические датчики** угловых перемещений выполняются со счетными дисками или кодовыми дисками.

Первые предназначены для косвенного или непосредственного измерения угла поворота выходного вала СДВ и содержат прозрачный или непрозрачный диск 4 (рисунок 5.11) [51], закрепленный на валу ротора, осветитель 1, оптическую систему 2 и фотоэлемент 3. На торец диска, выполненного из прозрачного материала, нанесены непрозрачные штрихи, находящиеся на одинаковом угловом расстоянии один от другого. Если диск изготовлен из непрозрачного материала, штрихи обра-

зуются перфорированными отверстиями (рисунок 5.11). По мере вращения диска 4 фотоэлемент 3 периодически засвечивается от лампы 1 через диафрагму 2 и на его выходе появляется электрический импульс. Таким образом, число импульсов пропорционально углу поворота диска и может быть использовано для оценки величины углового перемещения.

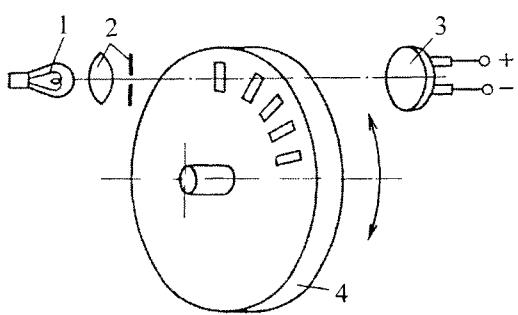


Рисунок 5.11 – Фотоэлектрический датчик со счетным диском

Принцип действия фотоэлектрического кодового датчика фирмы "Electroniks" (рисунок 5.12, а) [51] основан на том, что от газонаполненной лампы 1 луч света через светофильтр 3 направляется на кодированный диск 4, закрепленный на валу 2 двигателя, и через диафрагмы 5 попадает на фотоэлементы 6. Один оборот вала делится на части с помощью кодированной шкалы диска, состоящей из нескольких концентрических колец – разрядов (рисунок 5.12, б), образованных последовательно чередующимися прозрачными и непрозрачными секторами. Каждому из возможных положений диска соответствует одно число, выраженное в двоичной системе: 1 – соответствует наличию тока, 0 – отсутствию тока на выходах фотоэлементов. Положение, показанное на рисунке 5.12, б пунктирной линией, соответствует числу 22 (10110) (для пятиразрядного диска).

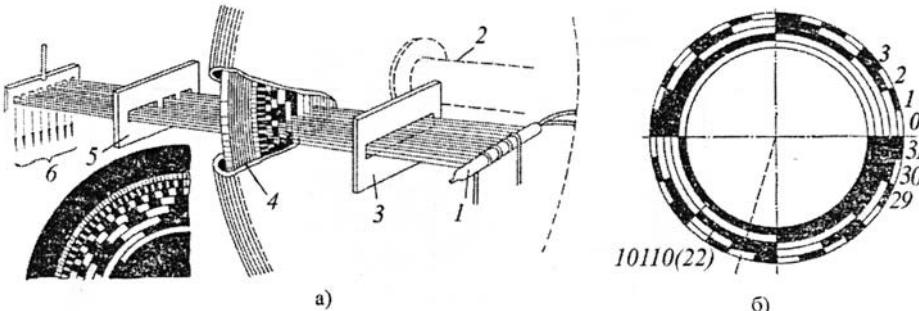


Рисунок 5.12 – Фотоэлектрический кодовый датчик

Кроме асинхронных и синхронных СД переменного тока, в составе СП находят широкое применение импульсные (шаговые) СДВ постоянного тока, имеющие в своем составе оптический датчик обратной связи и тормозное устройство. Так, например, СДВ серии EMMS-ST (рисунок 5.13, а), имеющие шесть исполнений, характеризуются следующими параметрами: напряжение питания двигателя – 48 В постоянного тока; номинальный ток – от 1,8 до 9,5 А; развиваемый момент – 0,5...9,3 Н·м; угловой шаг –  $1,8 \pm 5\%$  град.; питание тормозного устройства – 24 В постоянного тока; момент удержания – 0,4 ... 2 Н·м. Напряжение системы оптического датчика – 5 В постоянного тока; разрешающая способность – 500 импульсов в мин.; рабочая температура – от –10° до +50° С.

Для управления позиционированием, угловой скоростью и моментом используются контроллеры типа CMMS-ST (рисунок 5.13, б), позволяющие осуществлять коррекцию ошибок рассогласования по току и адаптированные под интерфейсы: ввод/вывод; CAN open, Profibus DP, Device Net.

Номинальное напряжение питания – 24...48 В постоянного тока; номинальный ток – 8 А; пиковый ток – 12 А. Число аналоговых входов / выходов – один, ± 10 В; интерфейс параметризации – RS 232 (9600...115000 бит/с); интерфейс DDC – RS 422. Рабочая температура – 0° ... +50° С; класс защиты – IP 20. Питание логики – 24 В ± 20%; ток – 0,3 А.

Схема подключения шагового СДВ аналогична схеме подключения синхронных СДВ, показанной на рисунке 5.8.

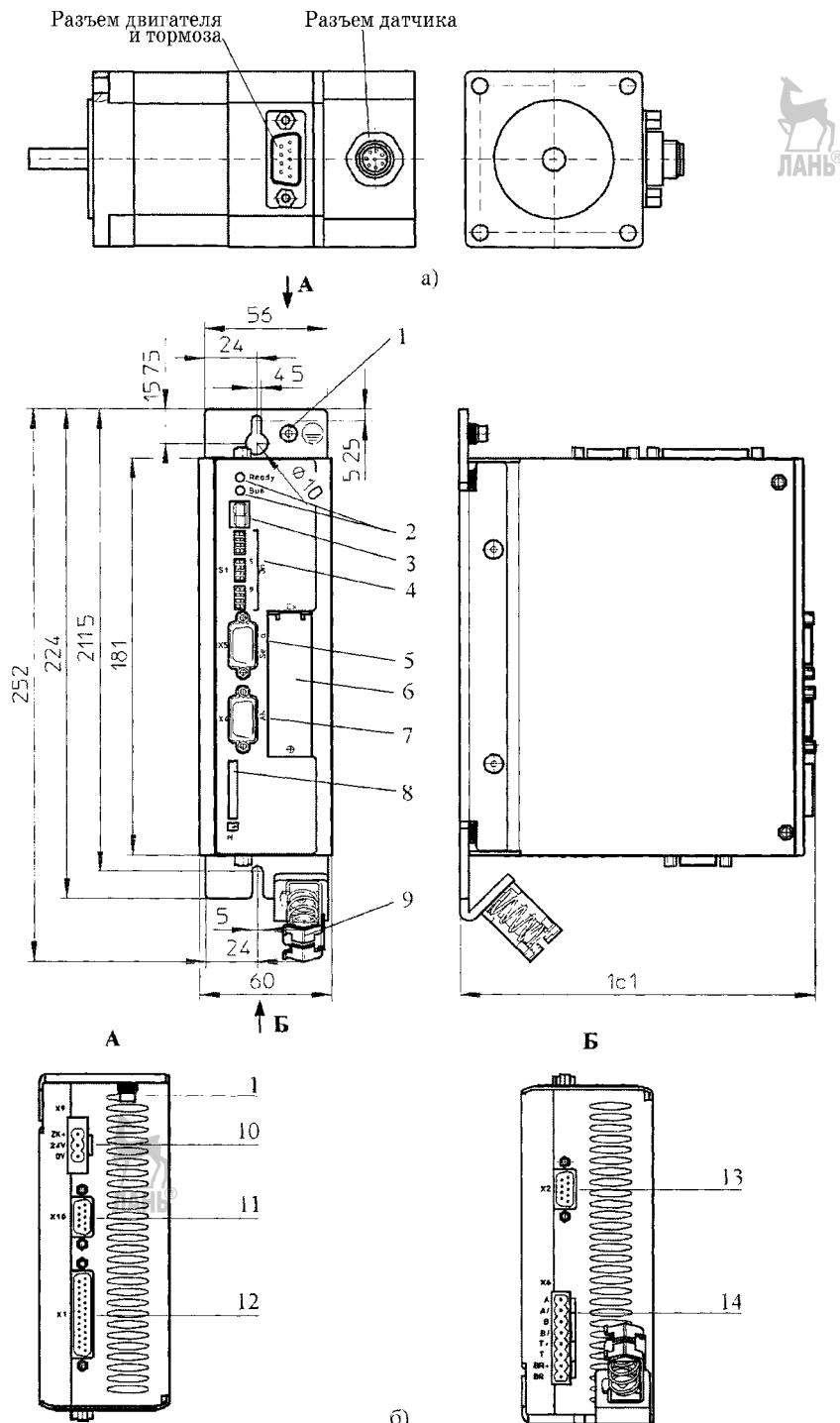


Рисунок 5.13 – Шаговый СДВ серии EMMS-ST (а) и контроллер для шаговых СД типа CMMS-ST (б); 1 – земля; 2 – светодиоды, индикация состояний; 4 – Fieldbus настройки и начала загрузки; 5 – интерфейс RS232/RS485; 6 – дополнительный модуль; 7 – интерфейс CAN шина; 8 – карта памяти СД; 9 – подключение дисплея; 10 – питание; 11 – выход усилителя; 12 – вх/вых; 13 – вход усилителя; 14 – разъем подключения СД

## 5.2. Серводвигатели поступательного движения

### 5.2.1. Пневматические СДП

Основой серводвигателей поступательного движения (СДП) данного типа являются стандартные штоковые или бесштоковые пневмоцилиндры, конструкция которых предусматривает возможность внешнего размещения на них или встраивания в них датчиков обратной связи, с помощью которых определяется величина линейного перемещения выходного звена СДП. Это могут быть линейные аналоговые или цифровые ДОС с величиной перемещения выходного звена, равной величине перемещения выходного звена СДП (штока, ползунка), либо датчики угловых перемещений в сочетании с механическими преобразователями поступательного движения выходного звена СДП во вращательное движение выходного звена ДОС.

#### 5.2.1.1. Штоковые СДП

На рисунке 5.14, а показан пневматический СДП серии DNCM [72], предназначенный для использования в составе запорно-регулирующей арматуры различных промышленных гидро- и пневмотрубопроводных систем. Он выполнен на базе стандартного пневмоцилиндра с квадратным корпусом типа DNC (раздел 4.2.2), на одной из боковых поверхностей которого (по выбору), снабженного продольными Т-образными канавками, закреплен пленочный потенциометрический (аналоговый) ДОС серии MLO. СДП данной серии имеют два типоразмера, отличающихся диаметрами поршней – 32 и 50 мм, при ходе поршня от 100 до 500 мм.

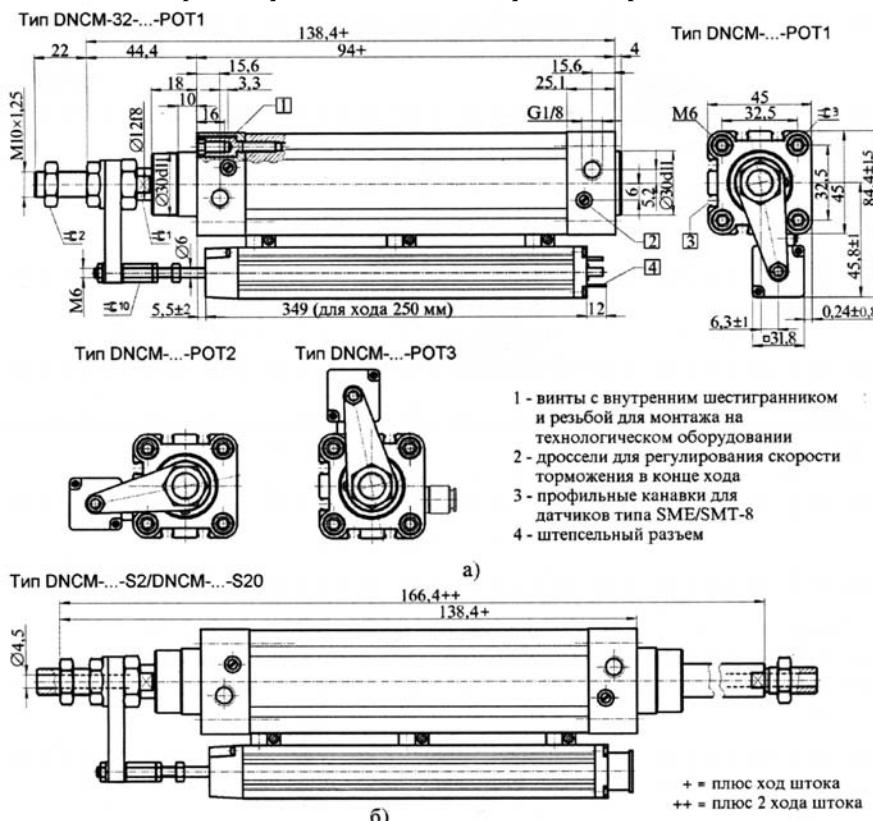


Рисунок 5.14 – Превматические СДП с потенциометрическими линейными ДОС: с односторонним штоком (а) и двусторонним штоком (б) с ДОС типа MLO-POT-TLF

Теоретическое усилие, развиваемое на штоке при выдвижении / втягивании у СДП с диаметром поршня 32 мм составляет 483/415 Н, у СДП с диаметром поршня 50 мм – 1178/990 Н. Повторяемость отработки заданной координаты при горизонтальном расположении лежит в пределах  $\pm 0,2$  мм для СД с ходом штока 0...200 мм и  $\pm 0,4$  мм для СДП с ходом штока 200...500 мм. Минимальная / максимальная скорость перемещения штока для СДП с поршнем  $\varnothing 32$  мм равна 0,05/2,2 м/с; для СДП с поршнем  $\varnothing 50$  мм – 0,05/1,7 м/с. Точность отработки промежуточных координатных перемещений равна  $\pm 0,2$  мм.

Применяемая смазка подвижных элементов СДП, наносимая на весь срок службы: для пневмоцилиндра – клюберплекс марки BE 31-102; для датчика-ISOFLEX Topas MB 52.

Кроме аналогового ДОС в составе СДП применяются датчики конечных положений типа SME/SMT-8, размещаемые в наружных профильных канавках корпуса пневмоцилиндра, которые активируются постоянным кольцевым магнитом на поршне.

На рисунке 5.14,б показан пневматический СДП серии DNCM...S2 / DNCM...S20, выполненный на базе пневмоцилиндра двустороннего действия с полым штоком, который может быть использован в составе промышленных роботов для перемещения захватов, например, вакуумных, связь которых с вакуум-насосом осуществляется с помощью центрального отверстия штока СДП.

Используемые в составе СДП потенциометрические ДОС серии MLO-POT-TLF с квадратным сечением корпуса или серии MLO-POT-WG с круглым сечением корпуса показаны на рисунке 5.15.

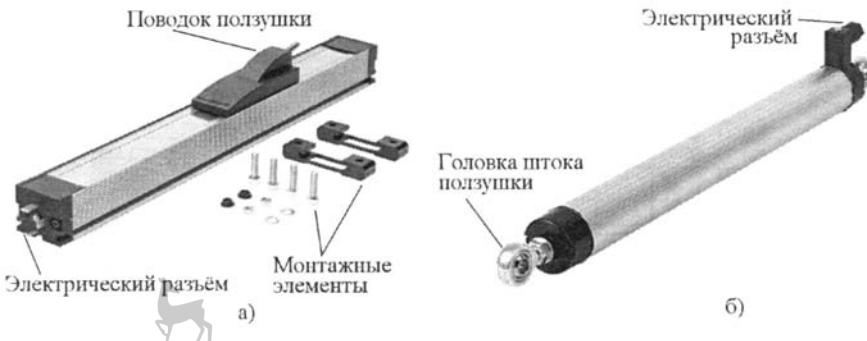


Рисунок 5.15 – Потенциометрические ДОС серии MLO-POT-TLF (а) и серии MLO-POT-WG (б)

Характеристики ДОС серии MLO-POT-TLF: ход ползушки – 225 ... 2000 мм; разрешающая способность – 0,01 мм; максимальная скорость перемещения – 10 м/с, максимальное ускорение – 200 м/с<sup>2</sup>; число ходов ползушки, определяющее срок службы датчика, –  $10^6$ ; масса датчика в зависимости от рабочего хода ползушки (min/max) – 0,9 ... 3,9 кг; напряжение питания – 10 В постоянного тока; максимальный ток – 4 мА; ток на ползушке – меньше 1 мА; рабочая температура – от – 30 до +100°C.

Размерный ряд длин перемещений ползушки ДОС серии MLO-POT-WG – 100 ... 750 мм; разрешающая способность – 0,01 мм; максимальная рабочая скорость ползушки – 5 м/с; электрические характеристики такие же, как и у предыдущего ДОС.

На рисунке 5.16 представлены СДП на базе пневмоцилиндра серии Сорас AS-DLP (Festo) [72] в сочетании с механическим преобразователем "винт–гайка" и кодовым (цифровым) датчиком типа E-6F (Incremental Rotary Encoder) компании «Omron» [56].

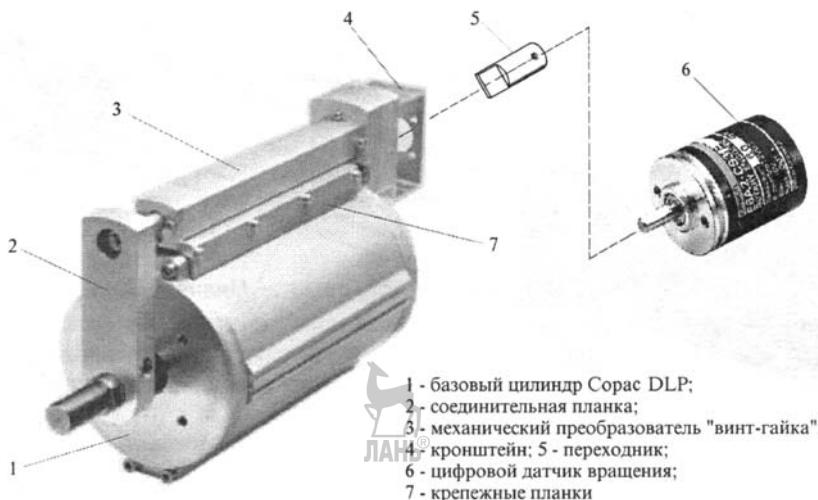


Рисунок 5.16 – Пневматический штоковый СДП с кодовым ДОС вращательного движения

Данные СДП имеют ход поршня от 80 до 160 мм, соизмеримым с диаметром поршня. Теоретический угол вращения выходного вала механического преобразователя в зависимости от длины хода штока находится в следующих пределах: для хода 50 ... 100 мм – 54 ... 108°; для хода 100 ... 200 мм – 50,5 ... 101°.

Максимальная скорость перемещения штока преобразователя – 0,05 м/с.

Штоковые СДП со **встроенным ДОС** отличаются от СДП с навесными датчиками тем, что они имеют значительно меньшие массогабаритные параметры, а следовательно легче встраиваются в технологическое оборудование. Они характеризуются также меньшей протяженностью коммуникаций (пневматических и электрических), а следовательно меньшей энергоемкостью. Встроенные датчики лучше защищены от внешнего несанкционированного механического воздействия.

Отсутствие промежуточных элементов силовой (механической) связи между выходными звенями пневмоцилиндров (штоками) и входными (чувствительными) элементами датчиков способствует получению большей точности отработки заданных координат линейного перемещения и большего быстродействия.

Как и для СДП с навесными ДОС, основу штоковых СДП со встроенными датчиками составляют стандартные пневмодвигатели, конструктивно адаптируемые под встраиваемые в них ДОС непрерывного действия с контактным или бесконтактным опросом положения выходного звена – штока.

На рисунке 5.17, а представлено компоновочное решение штокового СДП со встроенным магнитострикционным (цифровым) ДОС серии "Temposonics", полученное на базе стандартного пневмоцилиндра серии DNC (стандарты ISO 6431 и VDMA 24562), а на рисунке 5.17, б – конструкция данного СДП.

Шток 1 пневмоцилиндра выполнен полым для размещения стержня (волнового) 8 датчика, а задняя крышка 4 корпуса цилиндра 3 снабжена дополнительной полостью для размещения держателя 6 постоянного кольцевого магнита 7 и резьбовым отверстием в торце под резьбовую часть 9 электронной головки датчика 10.

Для установки держателя 6 с магнитом 7 на штоке используется внутреннее резьбовое отверстие втулки 5 механизма демпфирования (торможения) поршня 2 в конце хода.

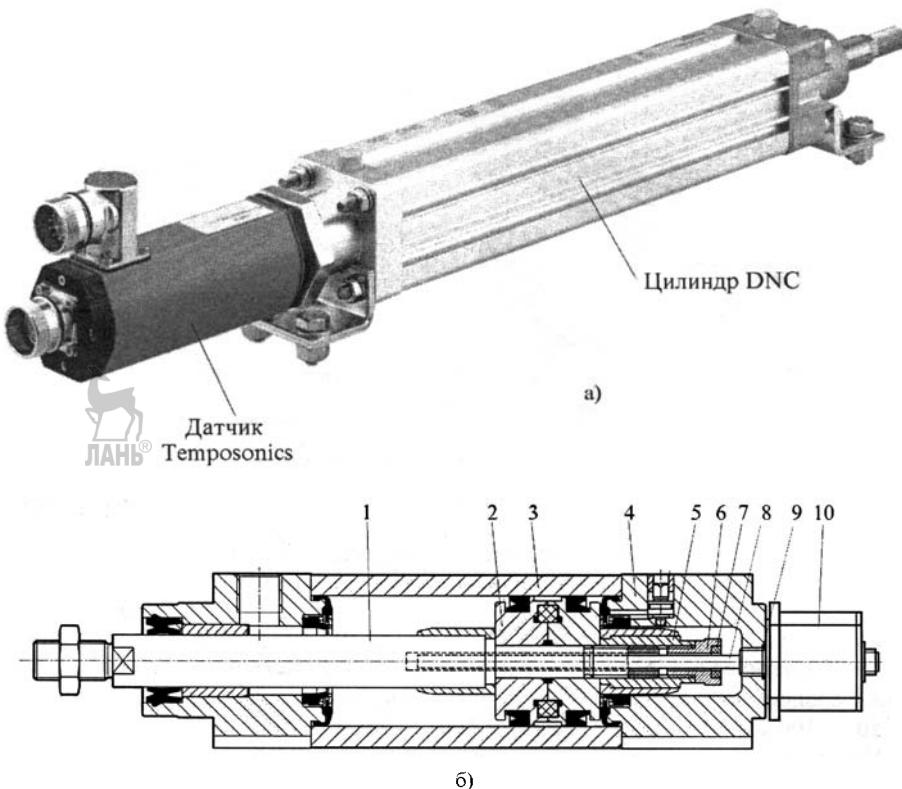


Рисунок 5.17 – Пневматический штоковый СДП со встроенным магнитострикционным датчиком: внешний вид (а), конструкция (б)

Аналогичные датчикам "Temposonics", встраиваемые микроимпульсные магнитострикционные датчики перемещения типа BTL-5 "Micropulse" (Balluff) (рисунок 5.18, а) характеризуются стержневым трубчатым корпусом из нержавеющей стали длиной от 25 до 4000 мм, выдерживающим давление до 60 МПа. Класс защиты – IP 67 по стандарту IEC 60529. Электрическая прочность изоляции – 500 В.

Способы монтажа датчика в штоковых СДП показаны на рисунке 5.18, б.

Магнитострикционные импульсные датчики, благодаря различным форматам выходного сигнала, легко интегрируются в различные технологические системы. Кроме использования аналоговых и цифровых выходов, а также последовательных и параллельных интерфейсов для внешнего подключения, микроимпульсные датчики обеспечивают прямое подключение к стандартным сетевым шинам CAN open, Can basic, Device Net, Profibus-DP, Interbus-S и MODBUS. Наиболее просто подключение датчиков к контроллеру или ПЭВМ реализуется через уже установленные на них интерфейсы RS232 / RS485. Для максимального расстояния передачи между датчиком и позиционным модулем (PMT), равного 15 м, применяется RS 232, а для расстояния до 1200 м – RS 485 (рисунок 5.19) [37]. К модулю PMT может подсоединяться от 1 до 4 датчиков. Разрешение модуля – 10 мкм, время определения нового положения – max 0,5 мс (2 кГц). Координация измеряемых значений устанавливается через BUS – шину (скорость ультразвуковой волны). Время обмена данными – 0,5 мс. Входы START/STOP – дифференциальные, интерфейс – совместимый с шиной. Рабочее напряжение – 24 В постоянного тока.

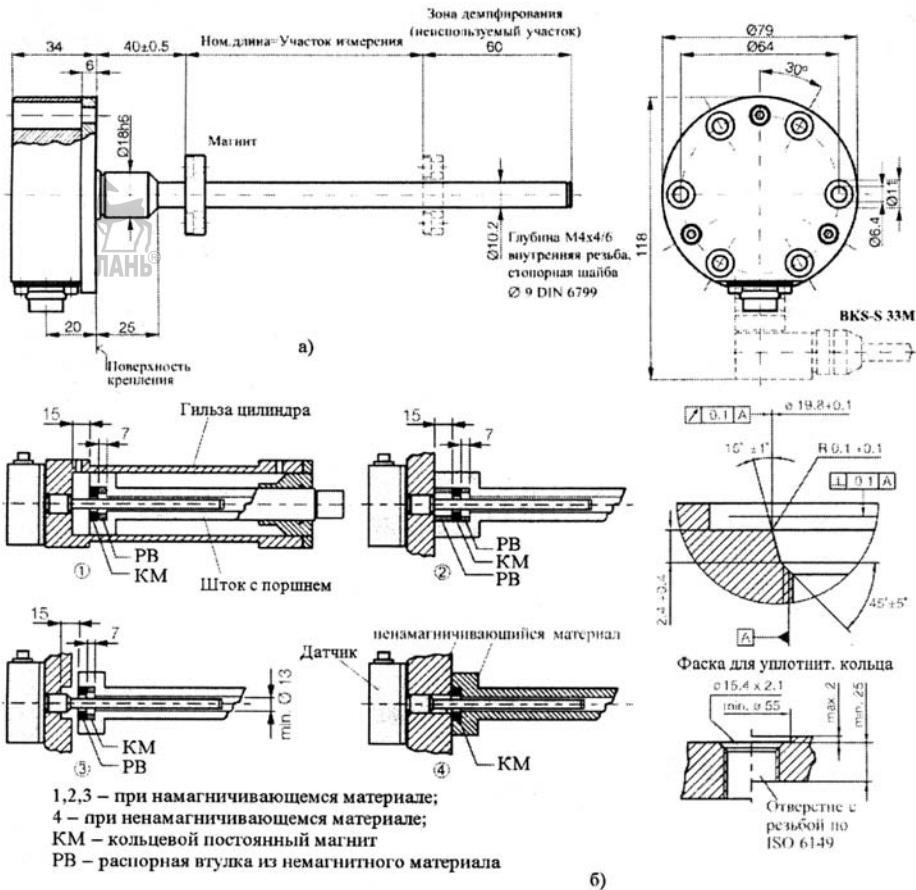


Рисунок 5.18 – Стержневой компактный магнитострикционный датчик типа ВТЛ-5-К (а) и схемы его установки на пневмоцилиндре СДП (б)



Рисунок 5.19 – Схема подключения пневматического штокового СДП с магнитострикционным ДОС типа ВТЛ-5-К

Работа датчиков основана на принципе магнитострикции. Измерительный процесс инициируется коротким импульсом тока возбуждения, который генерирует магнитное поле, вращающееся вокруг волновода и вызывающее его упругую деформацию (кручение) в микрообласти, которая в виде ударной волны распространяется вдоль волновода с фазовой скоростью 2830 м/с и практически нечувствительна к внешним факторам, таким, например, как температура, вибрация, удары, загрязнения. Крутильные колебания волновода вызывают продоль-

ные колебания (деформацию) в поперечном волноводе, установленном в головке датчика, и изменение выходного тока в обмотке охватывающей его катушки (эффект Виллари)

Максимальная нелинейность датчика с SSD-интерфейсом составляет  $\pm 30 \text{ мкм}$  на всей длине перемещения магнита; разрешение –  $1 \text{ мкм}$ . При наличии импульсного интерфейса, время между сигналами запроса и ответа прямо пропорционально положению постоянного магнита (выходного звена СДП) вдоль волновода.

Оснащение стандартных пневмодвигателей серии DNC встроенным магнитоимпульсными ДОС линейных перемещений позволяет их трансформировать в пневматические СДП (рисунок 5.20) с диаметрами поршней 32, 40, 50 и 63 мм и ходом поршня – от 10 до 2000 мм. В сочетании с контроллерами позиционирования типа CPX – CMPX они обеспечивают повторяемость выхода в промежуточную точку координаты  $\pm 2 \text{ мм}$ , а при использовании осевого контроллера типа CPX – CMAX –  $\leq \pm 0,5 \text{ мм}$ . Максимальная/минимальная скорость перемещения –  $1,5 \dots 0,05 \text{ м/с}$ . Рабочее давление сжатого воздуха –  $0,4 \dots 0,8 \text{ МПа}$ , рабочая температура – от  $-20$  до  $+80^\circ\text{C}$ , класс защиты – IP 65.

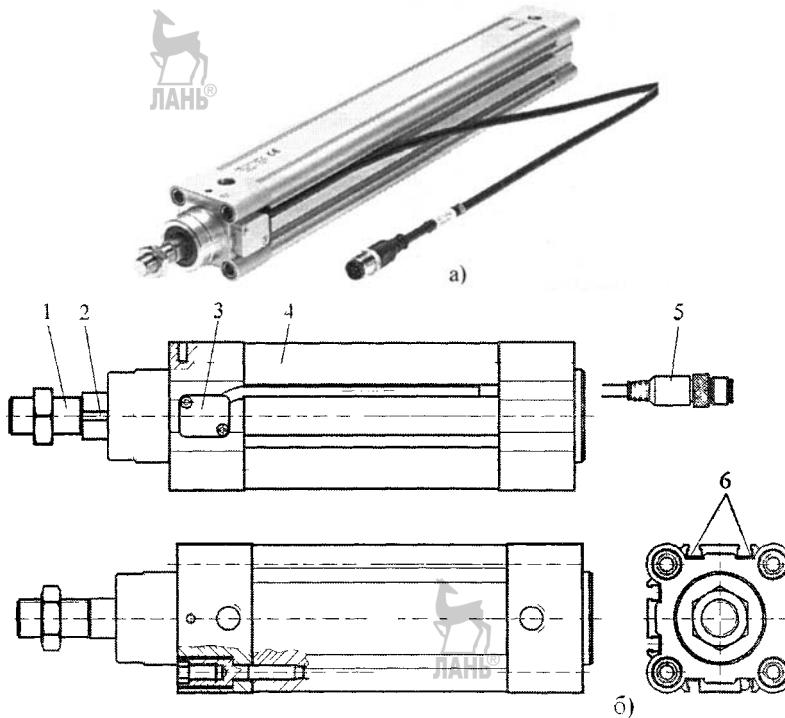


Рисунок 5.20 – Пневматический штоковый СДП со встроенным магнитострикционным линейным ДОС: 1 – шток; 2 – измерительная лента; 3 –читывающая головка; 4 – пневмоцилиндр; 5 – присоединительный кабель датчика; 6 – профильные канавки для внешних датчиков конечных положений

Следует обращать внимание на то, что поскольку измерительная полоса выполнена непосредственно на штоке, последний должен занимать строго определенное угловое положение относительночитывающей головки, установленной в передней крышке пневмоцилиндра, т.е. необходимо применять дополнительные конструктивные решения исключающие вращение штока вокруг своей оси в процессе работы СДП.

В конструкции пневматических СДП могут быть использованы компактные магнитоимпульсные датчики линейных перемещений, принцип работы которых основан на сканировании магнитной считающей головкой измерительной полосы. Базовым элементом измерительной полосы может быть непосредственно поверхность штока, выполненного из немагнитного материала, с нанесенными (на-пылёнными) на них дополнительными метками (штрихами) из магнитного материала (рисунок 5.21). Зондирующие импульсные сигналы с постоянной амплитудой и частотой или положительные логические импульсы прикладываются к входной катушке магнитной головки и когда происходит смещение измерительной полосы на выходной катушке появляются выходные сигналы в виде импульса тока или напряжения [4].

Измерительная полоса (лента) с нанесенными на ней делениями (штрихами) может быть размещена в специальном ложементе штока и закреплена с помощью, например, двусторонней клейкой ленты. Такой способ закрепления измерительной полосы используется компанией Numerik Jena (Германия) применительно к датчикам типа LIK 21 [70].

Измерительная полоса может быть двух типов: однослойная "Singleflex" и двухслойная "Doubleflex". Двухслойная лента имеет фиксированные точки в начале или в конце и стальную подложку для стабилизации температурных деформаций (рисунок 5.22).

На рисунке 5.22, а представлен компактный магнитоимпульсный датчик линейных перемещений типа LIK21 фирмы «Numerik Jena» (Германия), отличительными особенностями которого являются:

- малые габаритные размеры измерительной головки;
- нечувствительность к загрязнению благодаря биполярной развертке;
- высокая интерполяционная точность благодаря электронному выравниванию смещения;
- интерполяция сигнала в сто раз, интегрированная в штеккерном разъеме;
- высокая разрешающая способность и точность;
- наличие светодиода в штеккерном разъеме;
- высокое монтажное качество;
- стабильные температурные характеристики;
- простой монтаж на технологическом оборудовании, благодаря самоклеющейся ленте в составе измерительной полосы.

Стандартный шаг нанесенных на измерительную полосу делений (штрихов) – 20 мкм; реперных точек – 50 мм, начиная от середины длины. Точность измерения при использовании двухслойной ленты –  $\pm (1\dots 5)$  мкм; однослойной –  $\pm 5$  мкм.

Считывающая магнитная головка датчика типа LIK 21 имеет шаг измерения – 0,05 ... 0,1 мкм; скорость считывания без интерполяции – 600м/мин, при 50-кратной интерполяции – 96 м/мин. Частота сканирования – 500 кГц; выходное напряжение – 1 В. Используемый интерфейс – RS 422 со 100-кратной интерполяцией. Напряжение питания – 5В постоянного тока. Допускаемая влажность – 93 % (без конденсата).

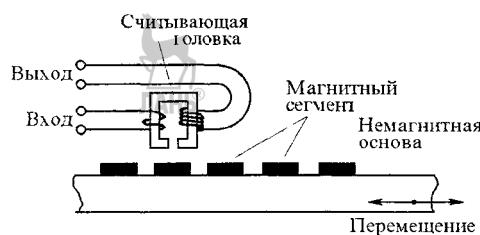
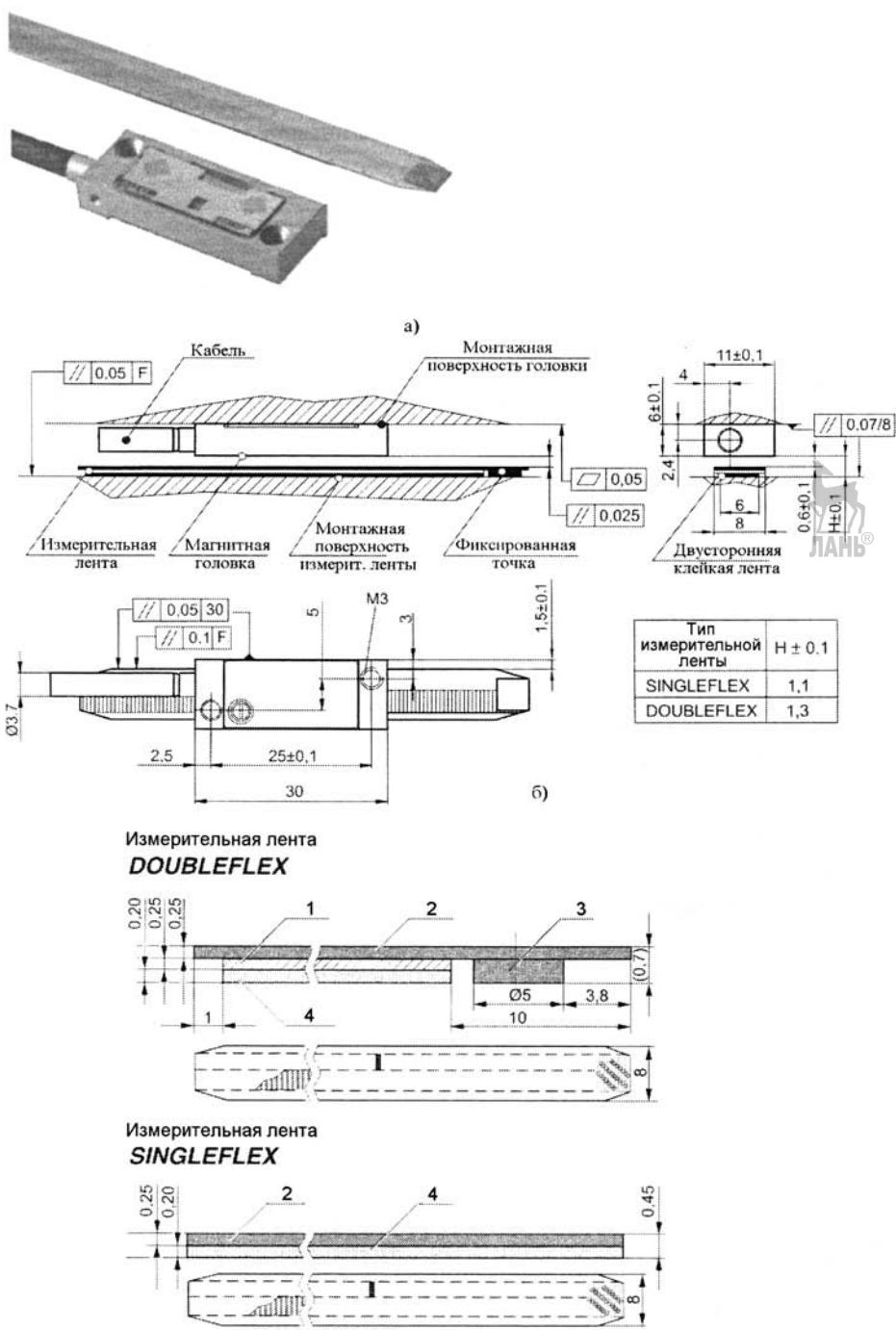


Рисунок 5.21 – Схема работы линейного магнитоимпульсного датчика



1 – несущая стальная лента; 2 – измерительная лента с делениями;  
3 – фиксированная точка; 4 – двусторонняя клейкая лента

в)



Рисунок 5.22 – Импульсный датчик линейных перемещений типа LIK 21:  
общий вид измерительной головки и ленты (а), габаритные размеры и  
условия монтажа (б), размерные параметры измерительной ленты (в)

### 5.2.1.2. Бесштоковые СДП

Пневматические бесштоковые СДП создаются на базе бесштоковых пневмодвигателей в сочетании с линейными навесными или встроенным аналоговыми или цифровыми ДОС, основанными на контактном или бесконтактном способе работы.

На рисунке 5.23, а показан пневматический бесштоковый СДП, выполненный на базе бесштокового пневмодвигателя типа DGPL (Festo) (раздел 4.2.3) с шариковой направляющей каретки, связанной с бегунком поршня, и потенциометрического линейного контактного ДОС типа MLO-POT-TLF (раздел 5.2.1). Подключение СДП к элементам управления показано на рисунке 5.23, б.

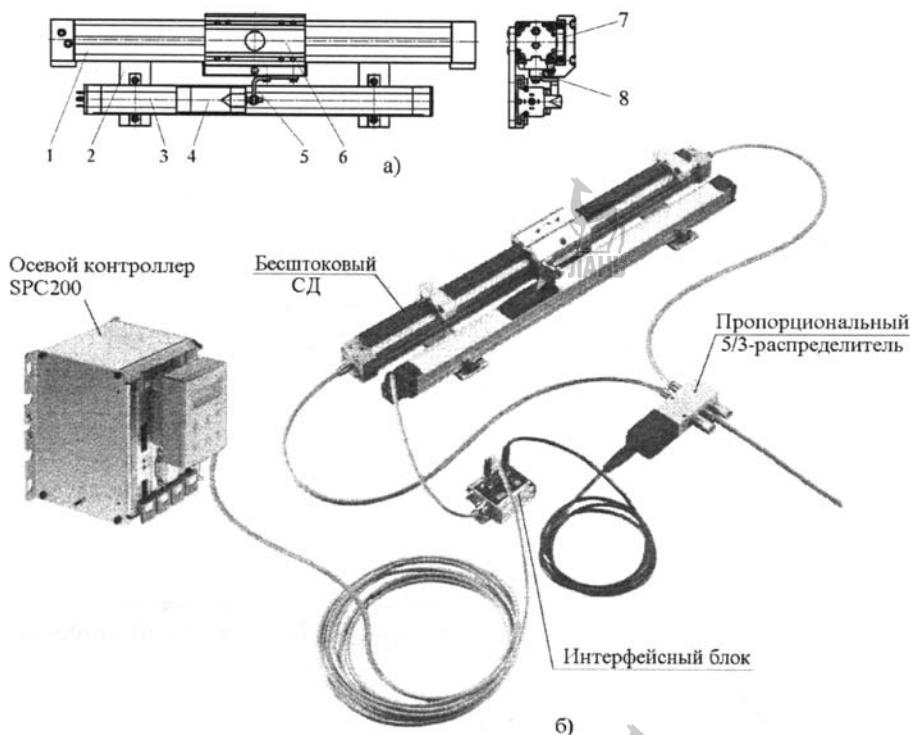


Рисунок 5.23 – Пневматический бесштоковый СДП с навесным линейным потенциометрическим ДОС (а) и вариант его подключения к элементам управления (б):  
1 – бесштоковый пневмодвигатель; 2 – монтажные планки; 3 – потенциометрический ДОС; 4 – ползушка ДОС; 5 – соединительная скоба; 6 – каретка пневмодвигателя;  
7 – шариковая направляющая каретки; 8 – бегунок пневмодвигателя

Управление подачей энергоносителя в рабочие полости СДП осуществляется с помощью пропорционального пневмораспределителя (ПП) типа MPYE-5 (Festo) (рисунок 5.24, а, б), рассчитанного на рабочую среду в виде сжатого воздуха, отфильтрованного от твердых частиц размером свыше 5 мкм, обогащенного или без обогащения маслом. В зависимости от условий прохода (от 2 до 10 мм) расход воздуха составляет 100...200 л/мин при максимально допустимом давлении на входе Р(1) – 1,0 МПа.

Конструктивное решение ПП допускает использование для задания сигналов управления как постоянное напряжение от 0 до 10 В (рисунок 5.24, г) (среднее положение золотника обеспечивается при 5 В) для типов MPYE-5-...-010-B, так и ток в пределах 4...20 мА (среднее положение золотника при 12 мА) (рисунок 5.24, д) для типов MPYE-5-...-420-B.

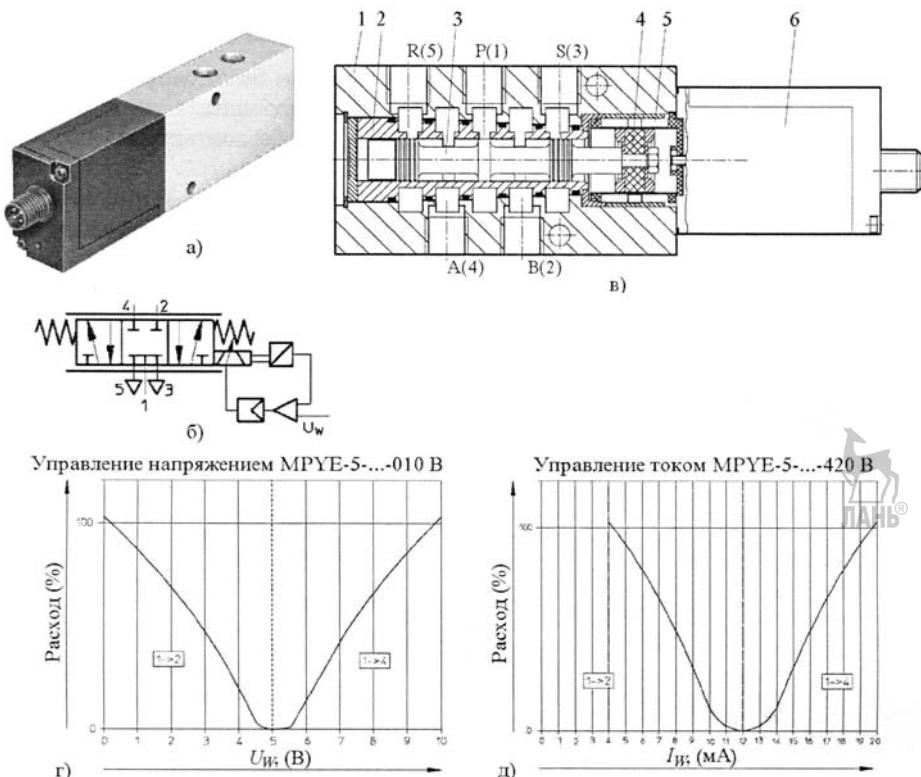


Рисунок 5.24 – Пропорциональный 5/3-пневмораспределитель типа MPYE-5...-010 В  
общий вид (а); мнемоническая схема (б); конструкция (в); характеристики (г, д)

ПП состоит из трех конструктивно объединенных блоков – механического, электромеханического и электронного (рисунок 5.24, в). Механический блок включает в себя корпус 1 с запорно-регулирующим цилиндрическим элементом 3 (золотником) и коллекторно-распределительную втулку 2. На обращенном в сторону электронного блока 6 конце золотника закреплен якорь 4 электромеханического блока – электромеханического преобразователя, выполненного на базе поляризованного электромагнита постоянного тока. Якорь 4, содержащий постоянный кольцевой магнит и магнитопроводящие диски – сердечники, размещен симметрично относительно соленоидных обмоток 5 с общим наружным цилиндрическим магнитопроводом.

Дифференциально подключенные обмотки электромагнита предполагают наличие на них управляющего сигнала от контролера в виде разности токов (или напряжений). При отсутствии управляющего сигнала начальные токи (5 мА), протекающие в обмотках, или начальные напряжения, поданные на них, равны между собой и уравновешивают якорь посредством равных по величине тяговых усилий относительно полюсов катушек, т.е. обеспечивают нейтральное расположение золотника. Возникновение разности тяговых усилий приводит к смещению якоря 4 с золотником 3 например, при смещении вправо происходит соединение питающего отверстия Р(1) с рабочим отверстием А(4), а отверстие В(2) с выхлопным отверстием С(3). В нейтральном положении происходит перекрытие всех пяти отверстий, что вызывает остановку поршня СД в достигнутом (заданном) положении.

На рисунке 5.25 представлен пневматический бесштоковый СДП с бесконтактным навесным магнитострикционным микроимпульсным ДОС типа BTL-5 фирмы «Balluff» [37], а на рисунке 5.26 показано подключение данного СД к уст-

ройствам управления в качестве которых используются клапанный терминал CPX (Festo) с позиционным контроллером типа CMPX и 5/3-пропорциональный пневмораспределитель типа VPWP, который в отличие от ПП типа MPYE имеет в своем составе датчик давления, системы удаленной диагностики и обслуживания, световое табло отображения рабочего состояния.

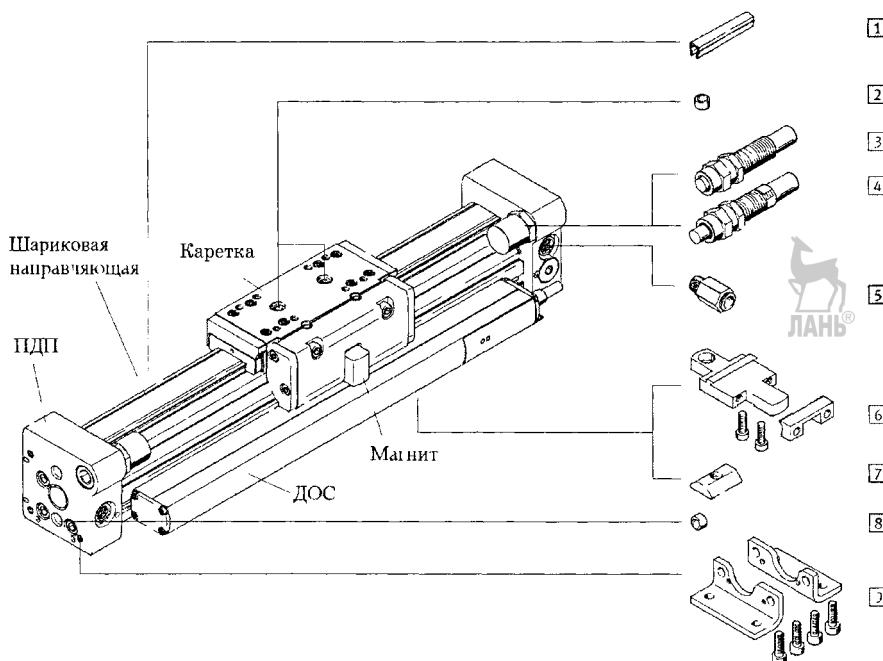


Рисунок 5.25 – Пневматический бесштоковый СДП с навесным линейным магнитострикционным ДОС: 1 – заглушка профильной канавки на корпусе; 2, 8 – центрирующие втулки; 3, 4 – демпферы конечных положений; 5 – штуцер для подвода воздуха; 6 – монтажные планки; 7 – закладная гайка; 9 – кронштейны для монтажа на технологическом оборудовании

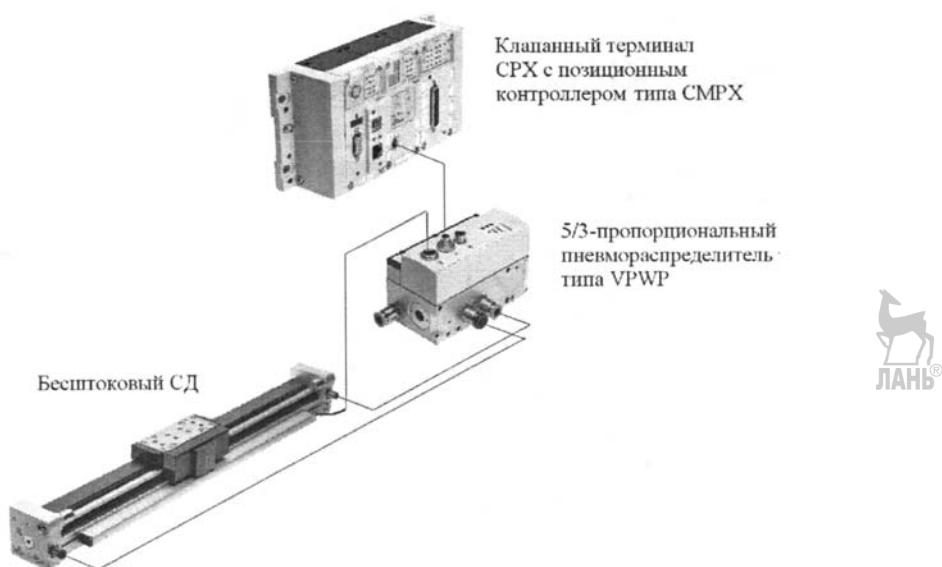


Рисунок 5.26 – Схема подключения бесштокового СДП с магнитострикционным ДОС к управляющим устройствам

Магнитострикционные микроимпульсные датчики в профильных корпусах типа BTL5 (рисунок 5.27) выполняются с постоянными магнитами или с электромагнитами, закрепляемыми на каретке СДП и расположенных с гарантированным

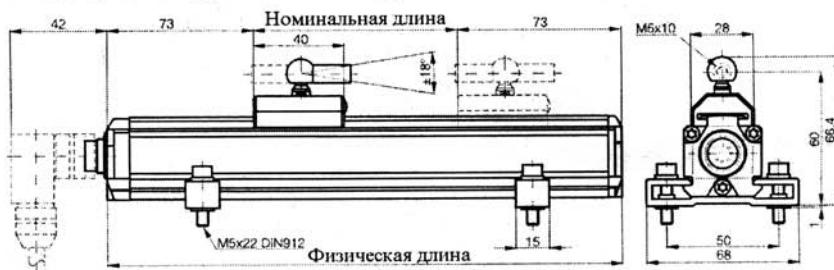
Профильный датчик со свободным магнитом типа BTL5-P-3800-2.

Штеккерное соединение S 32 с разъемом BKS-S 32M/BKS-S 32M-C для измерителя пути с аналоговым, цифровым импульсным и SSD-интерфейсом

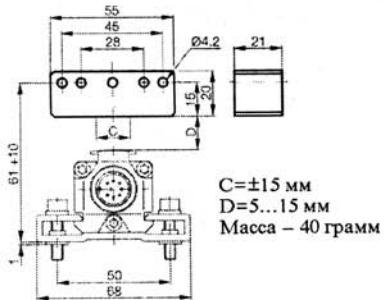


Профильный датчик с закрепленным магнитом типа BTL5-F-2814-1S.

Штеккерное соединение S 32 с разъемом BKS-S 33M для измерителя пути с аналоговым, цифровым импульсным и SSD-интерфейсом

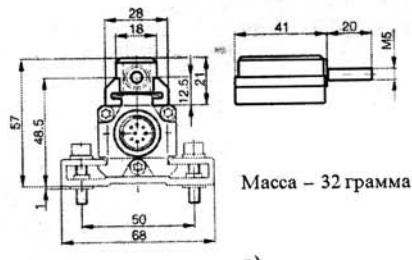


Тип BTL5-P-5500-2



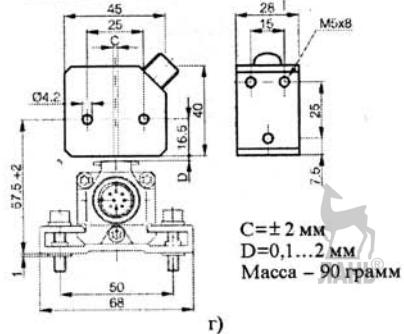
б)

Тип BTL5-M-2814-1S



в)

Тип BTL5-P-4500-



г)

Рисунок 5.27 – Профильные датчики типа BTL5: размерные параметры датчика (а): со свободным (б) и закрепленным (в) магнитом и электромагнитом (г)

зазором относительно волновода датчика, либо с их расположением на направляющей корпуса датчика в виде ласточкиного хвоста, а их механическая связь с кареткой обеспечивается с помощью специальных присоединительных элементов (кронштейнов, поводков и др.).

Технические характеристики данных датчиков такие же, как и у стержневых (см раздел 5.2.1, рисунок 5.18). Зазор между подвижным магнитом и волноводом –  $D=0,1\ldots15$  мм; допустимое смещение магнитов –  $C=\pm(2\ldots15)$  мм (рисунок 5.27, б, в, г).

Показанный на рисунке 5.28 цифровой магнитострикционный датчик типа MME-MTS фирмы «Festo» предназначен для контроля величины перемещения до 2000 мм. Его разрешающая способность меньше 0,01 мм. Скорость перемещения ползуночки с закрепленным на ней постоянным магнитом, механически связанной с рабочим органом технологического оборудования или выходным звеном (кареткой) пневмодвигателя, не ограничена. Напряжение питания – 24 В постоянного тока (-15/+20 %), максимально потребляемый ток – 90 мА; нелинейность – 0,02 % ( $\min \pm 50$  мкА). Используемый интерфейс – цифровой, CANopen с протоколом SPC-AIF. Масса датчика – 620…2750 грамм, в зависимости от длины рабочего хода.

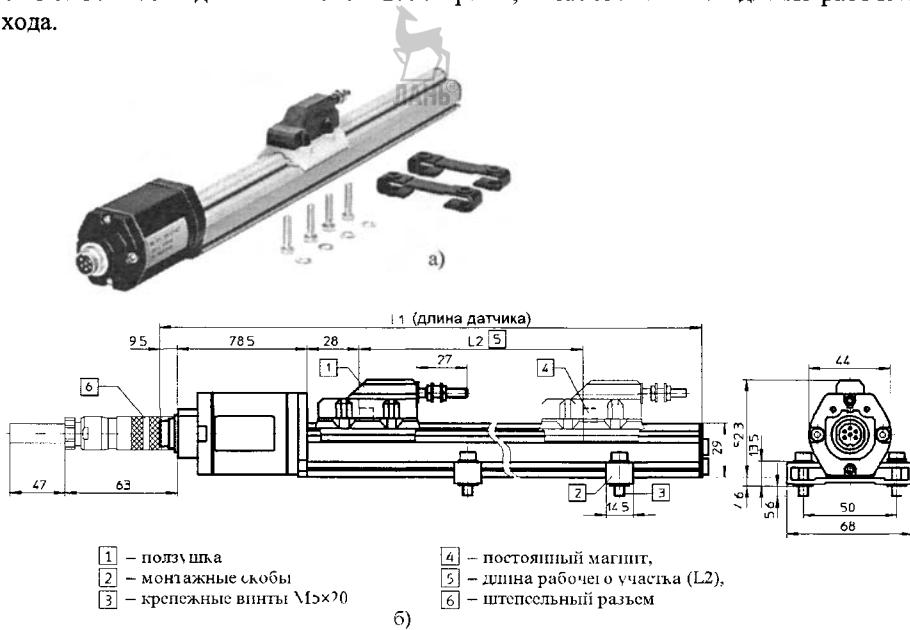


Рисунок 5.28 – Общий вид (а) и размерные параметры (б) магнитострикционного микроимпульсного (цифрового) ДОС типа MME-MTS

Подключение датчика, например, к многокоординатному контроллеру типа SPC 200 реализуется с помощью осевого интерфейса SPC-AIF-MTS. Управление пропорциональным пневмораспределителем может осуществляться с использованием однокоординатного позиционного контроллера типа SPC-11 – ASI-MTS.

На рисунке 5.29, а показано базовое исполнение пневматического бесштокового СДП типа DGPIL-B1 со встроенным магнитострикционным микроимпульсным стержневым ДОС типа BTL-5-K (см. рисунок 5.18), а на рисунке 5.29, б – типа DGPIL-B-KF с шариковой направляющей для связанной с бегунком каретки.

Конструкция СДП со встроенным ДОС характеризуется меньшими габаритными размерами и массой, что положительно отражается на динамических характеристиках СП, например, промышленных роботов, в составе которых они применяются.

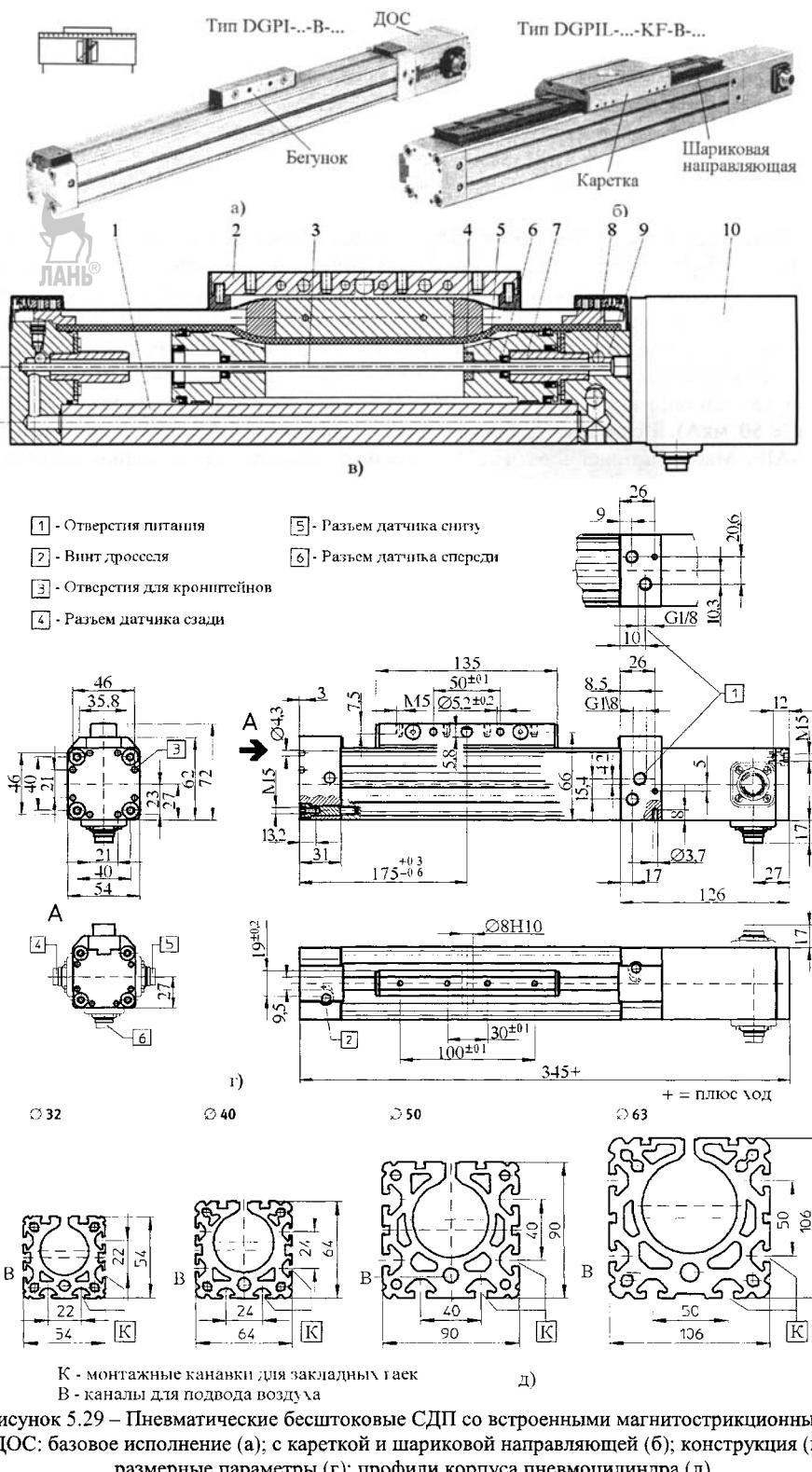


Рисунок 5.29 – Пневматические бесштоковые СДП со встроенными магнитострикционными ДОС: базовое исполнение (а); с кареткой и шариковой направляющей (б); конструкция (в); размерные параметры (г); профили корпуса пневмоцилиндра (д)

Размерные параметры одного из типоразмеров данных СДП – DGPI-25, имеющего поршень диаметром 25 мм, приведены на рисунке 5.29, г. Он обладает следующими характеристиками: рабочее давление – 0,8 МПа; развиваемое усилие на бегунке при давлении питания 0,6 МПа – 295 Н; стандартные длины рабочих ходов устанавливаются в пределах от 180 до 1600 мм. В качестве ДОС применяются магнитострикционные импульсные датчики «Temposonics» (MTS Sensors Group) [75].

Созданный на базе стандартного пневмоцилиндра типа DNC, бесштоковый СДП (рисунок 5.29, в) имеет в крышки 9 корпуса 1 центральное резьбовое отверстие для монтажа магнитострикционного стержневого датчика 10.

Трубчатый стержень волновода 3 из нержавеющей стали размещен с зазором в отверстиях втулок 7 и алюминиевого сборного поршня 5, снабженного кольцевым постоянным магнитом 4, магнитное поле которого ориентировано перпендикулярно оси волновода. Герметизация рабочих полостей в зоне отверстия для стержня волновода обеспечивается манжетными уплотнителями 6 из полиуретана. Подвод воздуха в рабочие полости осуществляется через отверстия 8 в крышках.

При расчете величины усилия, развиваемого поршнем и передаваемого каретке 2, следует учитывать уменьшение площади торцовых (рабочих) поверхностей поршня на величину площади поперечного сечения стержня волновода.

Бесштоковые СДП данного конструктивного исполнения выпускаются четырех типоразмеров, отличающихся диаметром центрального отверстия в корпусе под поршень (рисунок 5.29, д).

Наличие на корпусе СДП стальной рельсовой направляющей качения, увеличивающей его жесткость, дает возможность устанавливать на каретке исполнительные механизмы, то есть создавать технологические устройства различного назначения, например, сборочные (рисунок 5.30).

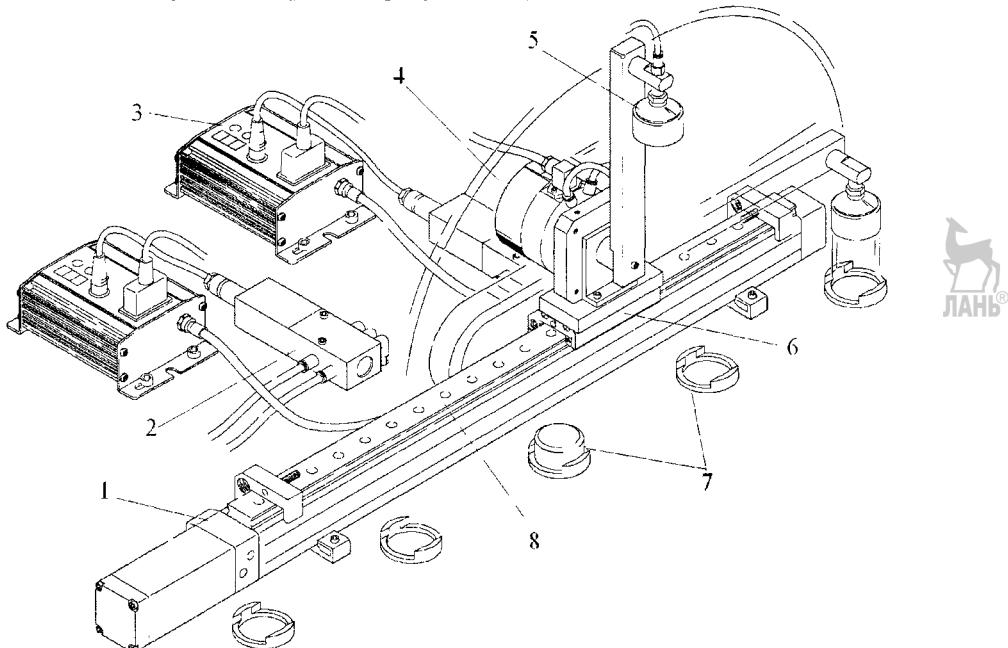


Рисунок 5.30 – Пример компоновки манипуляционной системы сборочного центра на базе СДП и СДВ со встроенными ДОС: 1 – пневматический СДП; 2 – пропорциональный 5/3-пневмораспределитель; 3 – контроллер SPC-11, 4 – пневматический СДВ; 5 – вакуумный захват; 6 – каретка СДП; 7 – объекты сборки; 8 – направляющая качения

## 5.2.2. Гидравлические СДП

Известные конструкции гидравлических СДП созданы на основе штоковых ГДП в сочетании с компактными стержневыми магнитострикционными ДОС серии BTL-5 «Balluff» (см. раздел 5.2.1, рисунок 5.18), выдерживающих давление рабочего тела, в данном случае жидкости, до 60 МПа и отличающихся высокой степенью защиты по IEC 60529 – IP 67 и высокой электрической прочностью диэлектриков – 500 В, что делает их пригодными для использования в пожаро-взрывоопасных условиях эксплуатации, свойственных гидродвигателям по причине имеющих место утечек масла, используемого в качестве рабочей жидкости.

Конструктивные подходы к размещению магнитострикционных стержневых ДОС аналогичны решениям, используемым при создании пневматических штоковых СДП, однако при этом уделяется особое внимание устранению возможности попадания масла на корпус датчика, в котором размещен преобразователь и генератор ультразвуковых колебаний.

На рисунке 5.31, а представлен гидравлический СДП, состоящий из цилиндрического корпуса 7, внутри которого размещен поршень 5 со штоком 8, снабженным присоединительной головкой 10. Корпус выполнен в виде стакана, в донной части которого имеется осевое отверстие для установки датчика 3, стержневой волновод 6 которого размещен в центральном глухом отверстии штока 8 и поршня 5, а также в отверстии установленного в расточке поршня постоянного кольцевого магнита 4. Закрепление датчика производится с помощью винтов 11.

Штоковая полость закрыта резьбовой крышкой 9, являющейся опорой скольжения для штока. Полость для размещения корпуса датчика образована стаканом 2 крепежной головки 1, внутренняя поверхность которого имеет резьбу для соединения с резьбовым хвостовиком на внешней стороне донной части корпуса 7.

Изменение расхода и направления потока рабочей жидкости в линиях питания гидравлических СД в зависимости от внешнего управляющего воздействия, поступающего от ДОС, осуществляется с помощью пропорциональных дросселирующих 4/3-гидрораспределителей (ПДГР).

ПДГР с электроуправлением различаются по числу каскадов усиления, типам электромеханического преобразователя (ЭМП), промежуточного усилителя (ПУ) и обратной связи между каскадами.

В качестве ЭМП применяются моментные двигатели с поворотным якорем, пропорциональные магниты или линейные двигатели, электродинамические с подвижной катушкой, шаговые электродвигатели с винтовой передачей.

Наибольшее применение в ПДГР получили следующие типы ПУ [50]:

– сопло-заслонка – усилитель, создающий перепад давлений в результате изменения зазора между торцовой поверхностью сопла с малым отверстием (жиклером) из которого вытекает управляющий поток рабочей жидкости, и заслонкой, связанной с ЭМП; в сдвоенном исполнении заслонка расположена между двумя соплами (рисунок 5.31); управляющий поток поступает к соплам из напорной линии Р (или линии управления) через постоянные гидравлические сопротивления (демпферы или дроссели);

– струйная трубка-усилитель, создающий перепад давлений путем изменения электромеханическим преобразователем положения струйной трубки с управляющим потоком рабочей жидкости относительно двух приемных сопл, расположенных вблизи оси потока;

– дефлектор – разновидность струйной трубки, когда трубка закреплена неподвижно, а между трубкой и приемными соплами размещена подвижная пластина с промежуточным соплом, отклоняющим струю жидкости;

– золотниковый усилитель, создающий перепад давлений в результате смешения управляющего цилиндрического или плоского золотника, связанного с ЭМП.

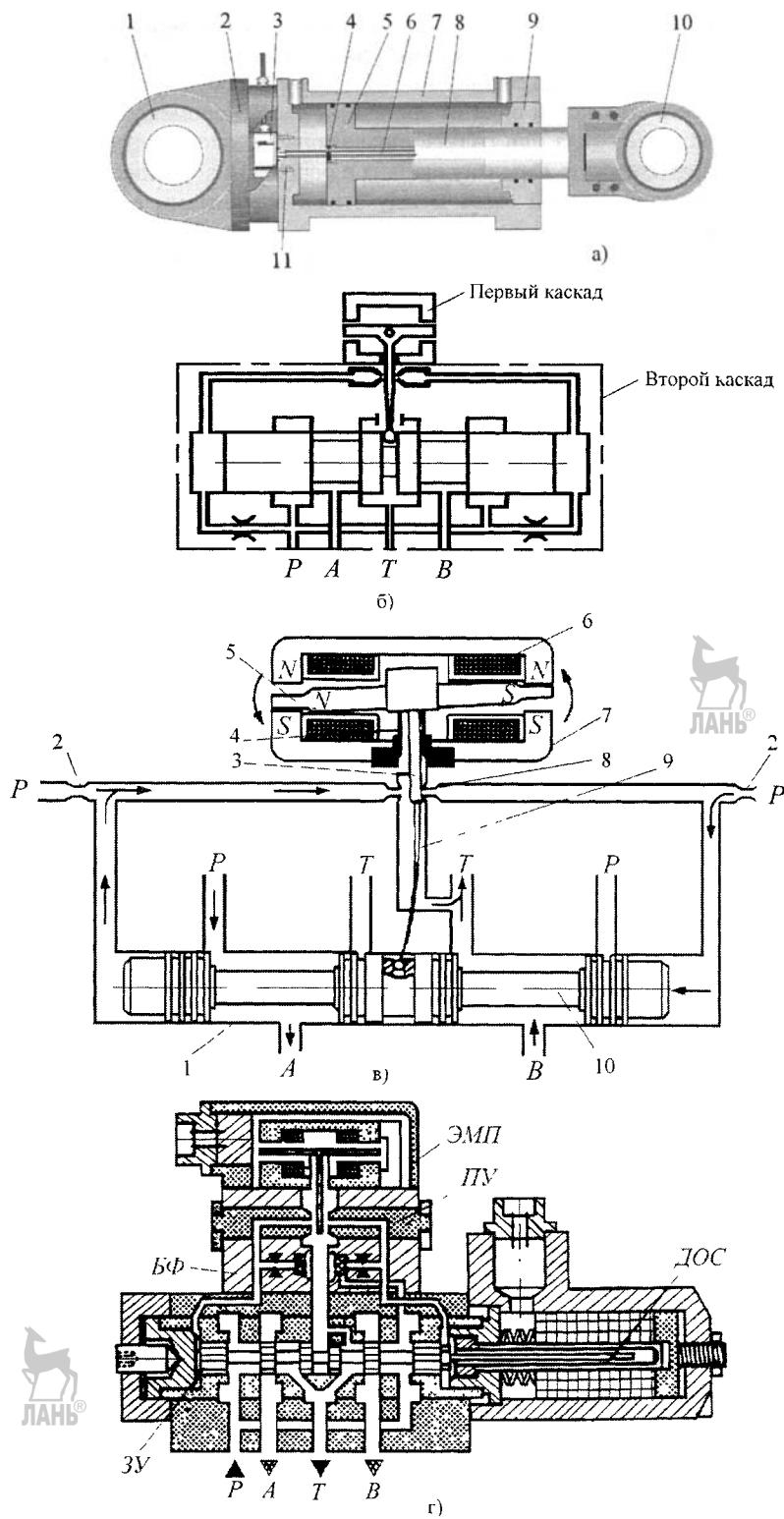


Рисунок 5.31 – Штоковый гидравлический СДП с ДОС типа ВТЛ-5 (а); принципиальная (б); функциональная (в) схемы и конструкция (г) пропорционального 4/3-гидрораспределителя

Различают следующие основные типы обратной связи между каскадами ПДГР – **электрическая** с контролем перемещения запорно-регулирующего элемента (золотника) с помощью встроенного в ПДГР датчика обратной связи (ДОС) и **механическая жесткая**, когда одна из составных частей промежуточного усилителя (сопло, приемные сопла или гильза управляющего золотника) непосредственно или через механическую передачу связана с основным золотником, или **механическая гибкая**, при которой связь между этими элементами реализована с помощью пружины.

Схема двухкаскадного ПДГР с механической гибкой связью в виде плоской пружины показана на рисунке 5.31, б.

Двухкаскадный ПДГР (рисунок 5.31, в) состоит из ЭМП 7 и четыреххромочного запорно-регулирующего устройства с золотником 10. Рабочая жидкость в небольшом количестве из линии Р через фильтры и демпферы (дропсы) 2 подводится к соплам 8 и одновременно – к торцевым камерам золотника 10. Управляющий сигнал, поступающий в обмотки 6, генерирует электромагнитное поле, вызывающее поворот якоря 5, закрепленного на гибкой трубке 4 и связанного с заслонкой 3, перемещающейся между соплами 8. При смещении заслонки, например, вправо, возрастает давление в правом сопле и падает в левом, вследствие чего золотник смещается влево, направляя соответствующий поток рабочей жидкости через канал А к серводвигателю (гидроцилиндру). Смещение золотника прекратится, когда механически связанный с ним пружина 9 обратной связи уравновесит момент от электромагнитного поля и заслонка возвратится в нейтральное положение.

Переход к электрическим обратным связям обеспечивает гибкость управления, позволяет существенно улучшить статические и динамические характеристики ПДГР. Схема ПДГР с такой связью приведена на рисунке 5.31, г и включает в себя электромеханический преобразователь (ЭМП), промежуточный усилитель (ПУ) типа сопло-заслонка, блок фильтров (БФ), золотниковый усилитель (ЗУ) и ДОС, вырабатывающий электрический сигнал, способствующий уравновешиванию момента, создаваемого катушками ЭМП. В остальном принцип работы такого ПДГР аналогичен вышеизложенному.

### 5.2.3. Электрические линейные СД

Основой для создания линейных СД являются ЛЭД с цилиндрическим или плоским индуктором, который может быть неподвижным или подвижным, что во многом зависит от конструкции и задач технологического оборудования в составе которого они применяются.

Так, например, для обеспечения рабочих ходов исполнительных органов технологического оборудования от 0 до 400 мм могут быть использованы линейные СД (рисунок 5.32) [59], создаваемые на базе элементов пневматических штоковых двигателей с диаметром внутренней полости (поршневой) 32 и 40 мм.

Монтажный набор и набор комплектующих элементов, обеспечивающих функционирование этих СД в составе СП показан на рисунке 5.32, а:

1 – уголки; 2 – планки; 3 – фланец под приварные стойки 4; 5 – фланец под стойки 6 и 7; 8 – фланец под стойку 9; 10 – переходник; 11 – промежуточная цапфа со стойками 4; 12 – стойка под горизонтальную головку 14; 13 – резьбовая опора под вертикальную головку 14 со сферическим подшипником; 15 – контроллер типа SFC-LASI; 16 – кабели двигателя и ДОС.

Конструкция линейного синхронного СД переменного тока с выходным звеном в виде штока, показанная на рисунке 5.32, б, включает в себя корпус 5 (цилиндр) из анодированного алюминия, внутри которого размещен статорный патрон 6, выполняющий роль индуктора (активная часть). Роль реактивной части

выполняет расположенный внутри цилиндрического индуктора пакет постоянных кольцевых магнитов, сердечник которого связан резьбой со штоком 1, имеющим на наружной поверхности продольную лыску, на которой закреплена штриховая лента 12 магнитоимпульсного линейного ДОС (см. рисунок 5.22).

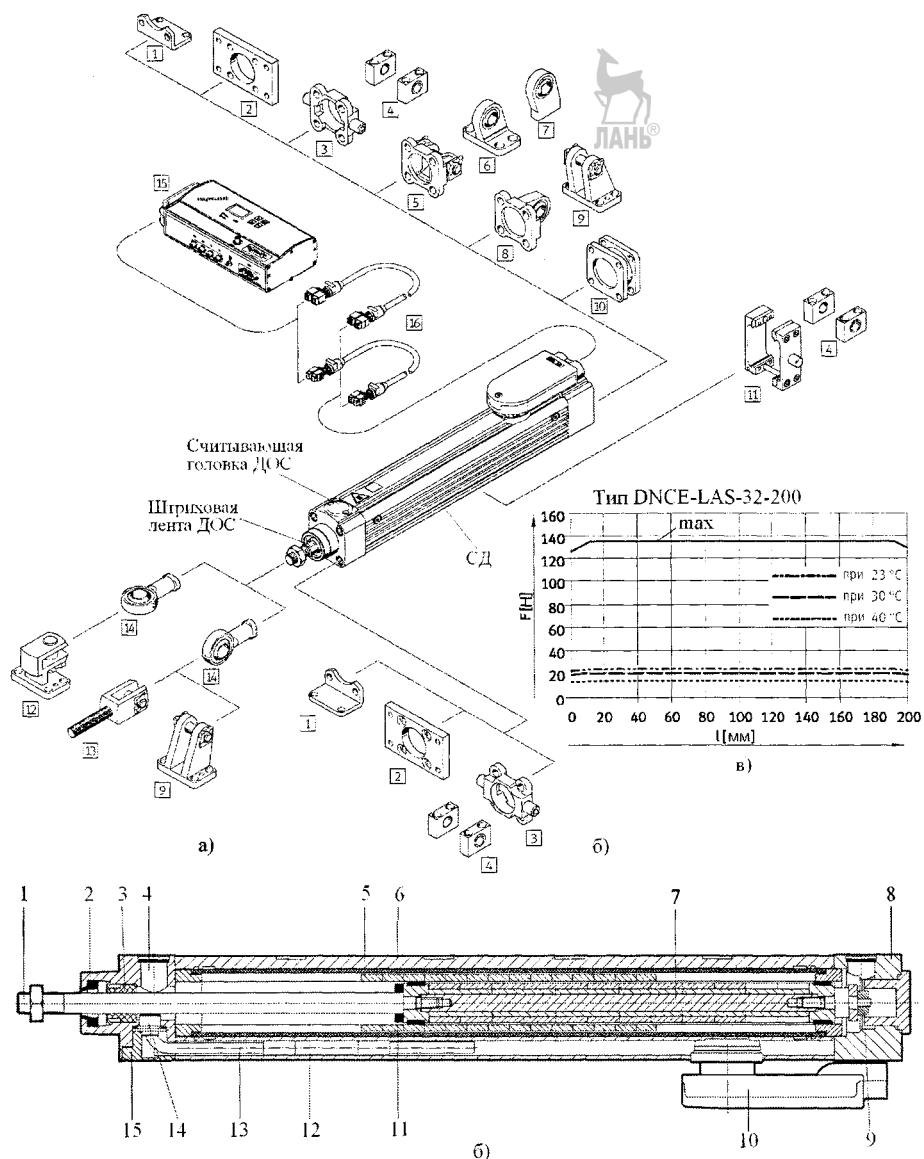


Рисунок 5.32 – Электрический линейный серводвигатель с цилиндрическим индуктором: комплектация и монтажные элементы (а); конструкция (б); зависимость усилия на штоке  $F$  от длины его хода  $l$  (в)

Считывающая магнитная головка 14 датчика установлена с помощью стакана 15 в передней крышке 2 с направляющей скольжения 3 и отверстием 4 с сетчатым фильтром на входе для вентиляции (охлаждения) катушек индуктора. Кабель считывающей головки находится внутри трубчатого защитного рукава 13, размещенного в продольном отверстии профильного корпуса 5. Демпфирование пакета маг-

нитов со штоком в конце хода осуществляется с помощью упругого кольца 11 и дросселирующего устройства 9.

При монтаже СД на технологическом оборудовании следует учитывать, что не допускается прикладывать к штоку крутящий момент, который может вызвать смещение лыски со штриховой лентой относительно считывающей магнитной головки ДОС и отказ датчика. Чтобы исключить проворот штока в процессе работы рекомендуется использовать головки 14 со сферическими подшипниками в сочетании со стойками 9, 12 и резьбовой опорой 13.

Зависимость развиваемого усилия  $F$  на штVOKE от величины хода штока  $l$  показана на рисунке 5.32, в, для СД с диаметром индуктора 32 мм и ходом штока 200 мм. На графике также показано влияние температуры окружающей среды на изменение величины  $F$ . Максимально допустимая температура нагрева двигателя – 70 °C.

Представленный на рисунке 5.33 линейный серводвигатель серии ELGL-LAS [59] характеризуется плоским подвешенным индуктором П-образной формы, установленным с помощью аэростатических опор (подшипников) на неподвижной реактивной части, выполняющей роль статора, со встроенным линейным магнитоимпульсным ДОС.

В состав СД входят следующие комплектующие, монтажные элементы и устройства: 1 – уголки; 2 – центрирующая втулка для установки на индукторе (каретке) оборудования; 3 – электрическая соединительная колодка; 4 – кабели двигателя и ДОС; 5 – гидравлический демпфер; 6 – индуктивный датчик конечного положения (прямоугольной формы); 7 – планка для установки индуктивных датчиков конечных положений (крепится к лапам 10, 11); 8 – кабельный разъем; 9 – индуктивный датчик конечного положения (круглый); 10, 11 – крепежные лапы.

Значения максимально допустимых статических нагрузок на выходное звено СД, каким является установленный на аэростатической направляющей индуктор (каретка), приведены в таблице на рисунке 5.33, б. Точка приложения усилий расположена на монтажной поверхности каретки на пересечении поперечной оси направляющей и продольной оси каретки. Если каретка одновременно нагружена более, чем двумя указанными усилиями, то кроме соблюдения максимальных значений нагрузок должно выполняться приведенное на рисунке условие.

СД данной серии отличаются шириной  $B$  реактивной части (статора) – 30, 64 и 120 мм, а также количеством обмоток – от 2 до 4. В зависимости от типоразмера они имеют рабочий ход от 1 до 1750 мм, максимально развиваемое усилие – от 44 до 450 Н; максимальную скорость – 4 м/с; максимальное ускорение – 50,2 м/с<sup>2</sup>; точность воспроизведения координаты перемещения – ± 0,01 мм.

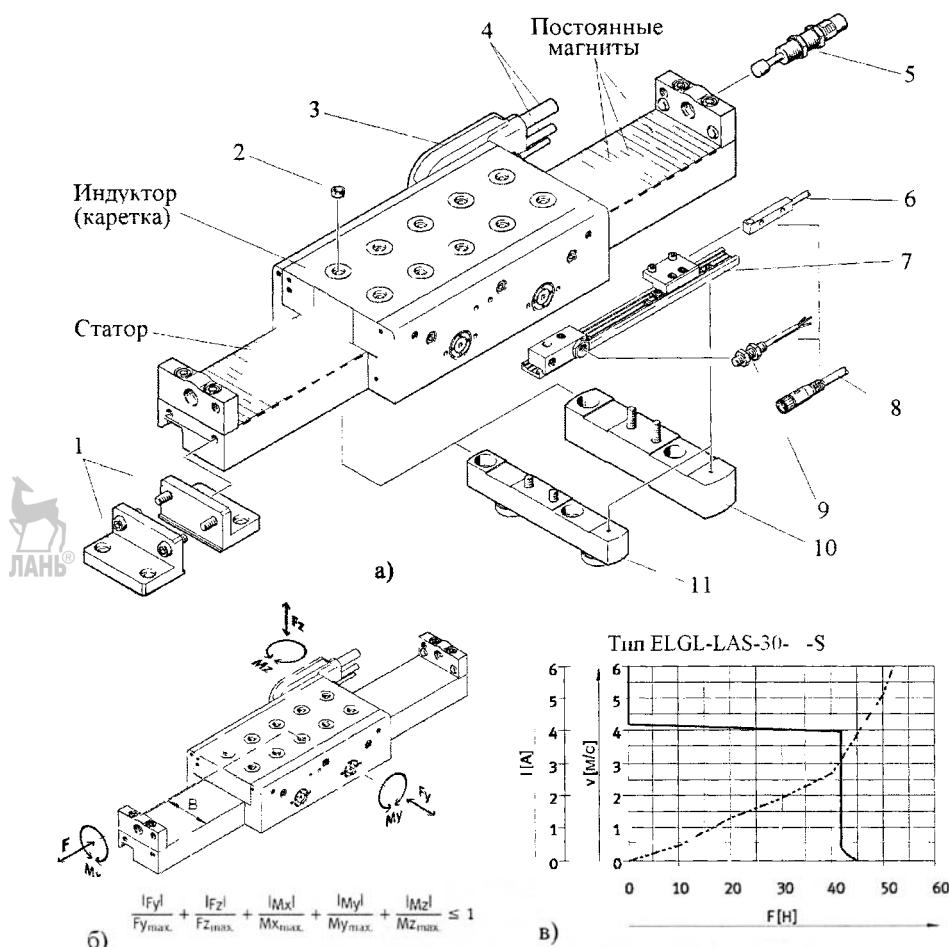
Зависимость скорости каретки  $V$  и тока  $I$  в катушках индуктора от нагрузки  $F$  для одного из типоразмеров СД приведена на рисунке 5.33, в.

Конструкция линейного СД приведена на рисунке 5.34, а. Подвод воздуха к аэростатическим опорам (подшипникам) производится с помощью штуцера, расположенного на индукторе (каретке). Истекающий в атмосферу отработанный сжатый воздух осуществляет охлаждение индуктора. Рабочее давление воздуха – от 0,5 до 0,6 МПа; потребление воздуха в зависимости от типоразмера – от 15 до 40 л/мин.

Электрические параметры СД: переменное напряжение питания – в промежуточном контуре – 600 В; пиковый ток – от 4 до 4,5 А; номинальный ток – от 3,5 до 2,75 А. Магнитное излучение отсутствует. Степень защиты – IP65.

Используемый в составе магнитоимпульсный датчик размещается в продольном пазу на опорной (нижней) части направляющей каретки. Штриховая лента датчика наклеена на боковую стенку паза. Между лентой и считывающей магнитной головкой, закрепленной с помощью кронштейна на каретке, имеется гарантированный зазор 0,5...0,6 мм. Кронштейн считывающей головки позволяет удержи-

вать индуктор (каретку) на статоре, т.е. препятствует ее несанкционированному смещению в направлении действия отрывающей силы  $F_z$  (рисунок 5.33, б).



Допустимые усилия и моменты						
Размер В (мм)	30	64	120			
Количество обмоток	S(2)	S(2)	M(3)	S(2)	M(3)	L(4)
$F_{y\max}$ [Н]	600	600	600	600	600	600
Прижимающая нагрузка $F_{z\max}$ [Н]	160	700	1,000	1,300	1,700	2,500
Отрывающая нагрузка $F_{z\max}$ [Н]	35	140	220	260	300	400
$M_{x\max}$ [Нм]	1.2	8	10	14	21	28
$M_{y\max}$ [Нм]	7	20	28	45	60	80
$M_{z\max}$ [Нм]	20	20	30	20	30	50

S - 2 обмотки; M - 3 обмотки; L - 4 обмотки

Рисунок 5.33 – Общий вид электрического линейного СД с аэростатическими направляющими индуктора: монтажные и комплектующие элементы (а); допустимые нагрузки на индуктор (каретку) (б); график зависимости скорости  $V$  и тока  $I$  от усилия  $F$  на индукторе (каретке) (в)

Статор (направляющая) выполнен из немагнитной нержавеющей стали в поперечных, расположенных с одинаковым шагом, пазах которого размещены постоянные магниты. Корпус индуктора (каретка) выполнен из анодированного алюминиевого сплава.

Статор имеет отклонения от прямолинейности не более 7 мкм на 300 мм длины. Такую же точность должна иметь монтажная поверхность 2 (рисунок 5.34, б), на которую статор двигателя 1 устанавливается непосредственно или с помощью монтажных лап 4 и закрепляется винтами 3.

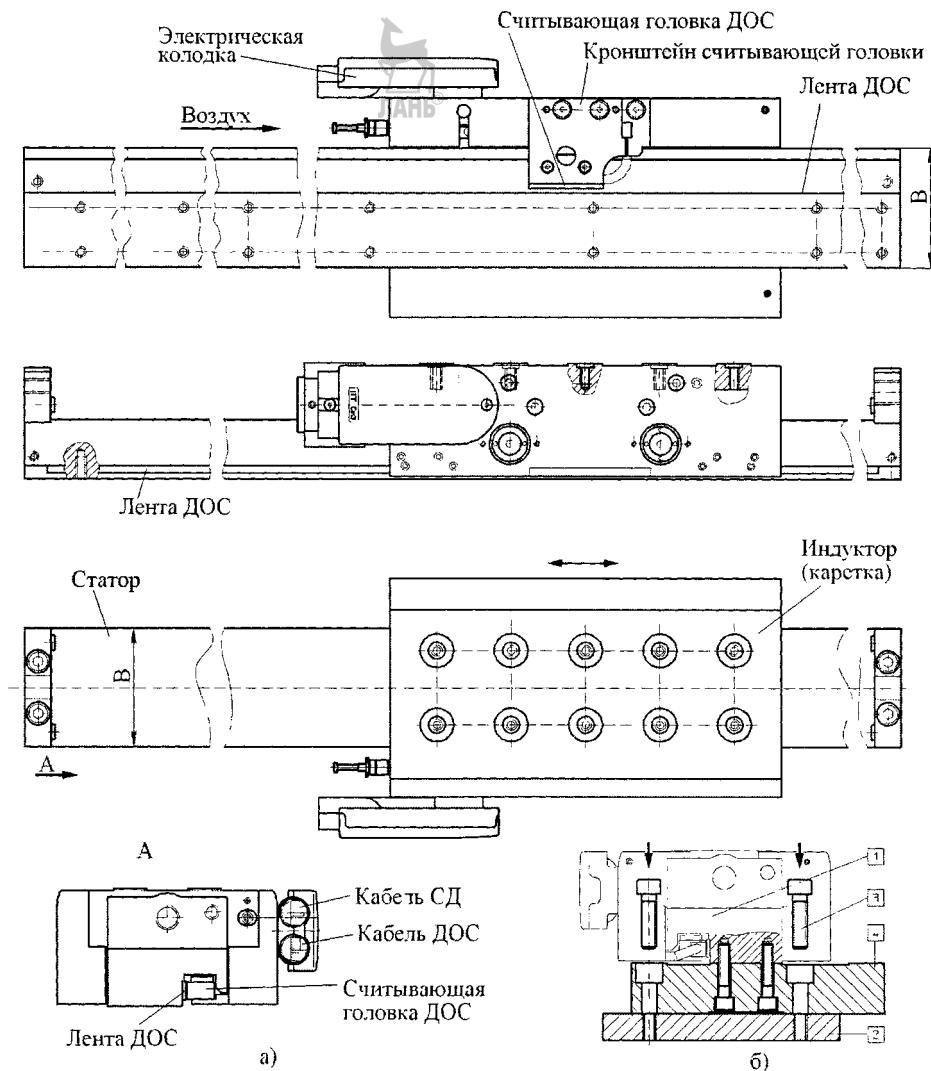


Рисунок 5.34 – Конструкция электрического линейного СД с аэростатической направляющей индуктора (каретки) (а): схема монтажа СД на технологическом оборудовании (б)

### 5.3. Математическое моделирование СД

Как было отмечено выше, СД характеризуется наличием исполнительного двигателя (ИД) и датчика обратной связи (ДОС) (рисунок 5.35). Исходя из этого, математическую модель СД можно представить в виде модели двигателя и модели датчика, которые соединены друг с другом по принципу обратной связи.

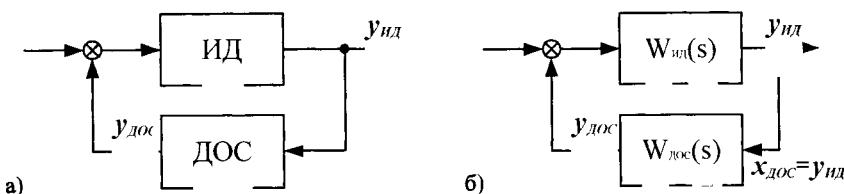


Рисунок 5.35 – Обобщенная структурная схема СД (а) и ее представление в виде передаточных функций (б)

 Вопросы построения математических моделей электрических, пневматических и гидравлических исполнительных двигателей поступательного и вращательного движения подробно рассмотрены в главах 3 и 4, соответственно, поэтому в данном разделе рассматриваются вопросы разработки математических моделей датчиков обратной связи.

### 5.3.1. Математическое моделирование датчиков обратной связи

В основе математической модели датчика обратной связи лежит соотношение, связывающее сигналы на его входе и выходе. Выведенное соотношение между входным и выходным сигналом можно выразить в виде некоторой математической функции, которая устанавливает взаимосвязь между выходным сигналом датчика  $y_{дос}$  и входным воздействием  $x_{дос}$ , являющийся выходом ИД, т.е.  $x_{дос} = y_{ид}$  (далее нижний индекс опускаем для упрощения):

$$y = f(x). \quad (5.4)$$

В установившемся режиме такую функциональную зависимость между входом и выходом называют **статической характеристикой**. Как и любую функцию, статическую характеристику можно представить аналитически (уравнением), в виде графика или таблично. Для более наглядного восприятия используют графическую форму представления статической характеристики (например, рисунок 5.2, б – статическая характеристика потенциометрического датчика).

Статическая характеристика может быть как линейной, так и нелинейной (например, логарифмической, экспоненциальной или степенной) (см. рисунок 5.36). Во многих случаях она является одномерной, т.е. связывающей выходной сигнал только с одним внешним воздействием. Одномерную линейную статическую характеристику (5.4) можно представить в виде:

$$y = a + k \cdot x, \quad (5.5)$$

где  $a$  – постоянная составляющая (значение выходного сигнала при нулевом входном воздействии);  $k$  – **коэффициент передачи** или **коэффициент чувствительности**.

При  $a = 0$ , график уравнения проходит через начало координат и датчик не имеет выходного сигнала холостого хода и зоны нечувствительности (см. рисунок 5.36, а). При  $a > 0$  характеристика смещена относительно начала координат по оси абсцисс на величину выходного сигнала холостого хода  $y_0$  (см. рисунок 5.36, в, прямая 1). При  $a < 0$  характеристика имеет зону нечувствительности  $0 \dots x_0$ , в пределах которой при изменении  $x$  выход  $y = 0$  (см. рисунок 5.36, в, прямая 2).

Статическая характеристика может иметь участок насыщения (см. рисунок 5.36, г), тогда она описывается двумя уравнениями: на участке  $0 \leq x \leq x_k$  уравнением  $y = k \cdot x$ ; на участке  $x > x_k$  уравнением  $y = y_H$ .

При  $k = \infty$  характеристика принимает релейный характер (см. рисунок 5.36, д).

Ряд датчиков имеет неоднозначность изменения выхода статической характеристики при увеличении и уменьшении входной величины  $x$  (см. рисунок 5.36, е). Это явление носит название гистерезиса.

Обычно датчик обладает намного меньшей инерционностью по сравнению с объектом регулирования, т.е. датчик практически мгновенно отслеживает изменения входной величины. Такие датчики относятся к устройствам мгновенного действия, в состав которых не входят энергонакопительные элементы, такие как емкости, массы или упругие звенья. Безинерционный датчик может быть смоделирован в виде функции, реализующей его статическую характеристику.

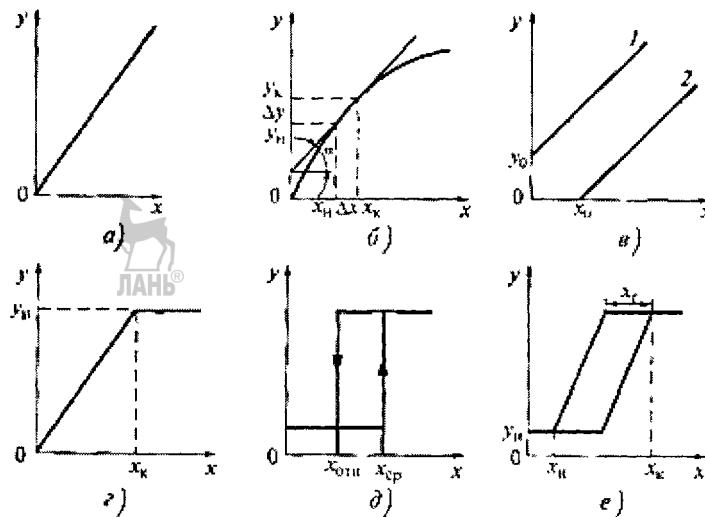


Рисунок 5.36 – Статические характеристики датчиков: линейная (а); нелинейная (б); с сигналом холостого хода и зоной нечувствительности (в); с участком насыщения (г); релейного типа (д); в виде петли гистерезиса (е)

Если же датчик обладает инерционностью (содержит энергонакопительные элементы), то его можно описать дифференциальным уравнением первого и более высоких порядков. Типичный пример датчика первого порядка – датчик температуры, в котором роль энергонакопительного элемента играет теплоемкость. Для датчиков первого порядка мерой инерционности является постоянная времени  $T$ . Например, в терминах электрических величин, она равна произведению емкости на сопротивление, т.е.  $T = C \cdot R$ , или отношению индуктивности к сопротивлению  $T = L/R$ . В терминах термодинамики под  $C$  и  $R$  понимаются соответственно теплоемкость и тепловое сопротивление.

Дифференциальные уравнения второго порядка описывают поведение датчиков с двумя энергонакопительными элементами. Примером датчика второго порядка является акселерометр, в состав которого входит масса и пружина. На выходах датчиков второго порядка после подачи на их входы ступенчатого воздействия практически всегда появляются колебания. Эти колебания могут быть очень кратковременными, тогда считается, что датчик демпфирован, или они могут длиться продолжительное время или иметь постоянный характер.

На практике при моделировании датчиков часто переходят от дифференциальных уравнений во временной области к передаточным функциям в комплексной области. При этом уравнению первого порядка соответствует апериодическое звено с передаточной функцией вида

$$W(s) = \frac{K}{T \cdot s + 1}; \quad (5.6)$$

уравнению второго порядка – звено с передаточной функцией вида

$$W(s) = \frac{K}{T_2^2 \cdot s^2 + T_1 \cdot s + 1}, \quad (5.7)$$

которое может быть апериодическим (при  $T_1 \geq 2T_2$ ) или колебательным (при  $T_1 < 2T_2$ ).

**Пример.** Рассматривается потенциометрический датчик (см. рисунок 3.37).

Математическую модель ДПТ с независимым возбуждением в операторной форме (3.208) можно представить в виде передаточной функции  $W_{ИД}(s)$ , связывающей вход (напряжение ротора) и выход (угловая скорость выходного вала) ДПТ:

$$W_{ИД}(s) = \frac{\omega_m(s)}{u_R(s)}.$$

Для получения модели ДОС в качестве выходной величины взят ток нагрузки узки  $I_H$ , который можно определить, пользуясь теоремой об эквивалентном генераторе [47]:

$$I_H(t) = \frac{U_{ВЫХ0}(t)}{R_{BH} + Z_H}. \quad (5.8)$$

Полагая, что нагрузка чисто активная, т.е.  $Z_H = R_H$ , и с учетом того, что  $U_{ВЫХ0}(t) = k \cdot x(t)$ , уравнение (5.8) принимает вид

$$I_H(t) = \frac{k \cdot x(t)}{R_{BH} + R_H},$$

где  $k$  – коэффициент передачи датчика на холостом ходу;  $x$  – перемещение ползунка датчика (входная величина).

С использованием преобразования Лапласа, передаточная функция

$$W(s) = \frac{I_H(s)}{x(s)} = \frac{k}{(R_{BH} + R_H)} = K,$$

где  $K$  – коэффициент усиления.

Таким образом, математическая модель датчика представляет собой безынерционное звено нулевого порядка с коэффициентом усиления равным  $K$ .

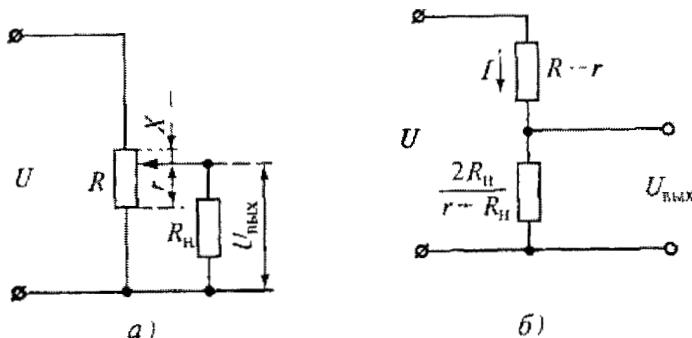


Рисунок 5.37 – Схема включения с нагрузкой (а) и эквивалентная схема (б) потенциометрического датчика

Если рассматривается индуктивная нагрузка с активной составляющей, то

$$U_{\text{вых}0}(t) = I_H(t)R_{BH} + I_H(t)R_H + L \cdot \frac{dI_H(t)}{dt},$$

где  $L$  – индуктивность, характеризующая нагрузку.

При использовании преобразования Лапласа

$$U_{\text{вых}0}(s)x(s) = I_H(s)(R_{BH} + R_H + s \cdot L).$$

После преобразований передаточная функция принимает вид

$$W(s) = \frac{K}{T \cdot s + 1},$$



где

$$K = \frac{k}{(R_{BH} + R_H)}; \quad T = \frac{L}{(R_{BH} + R_H)}.$$

Таким образом, датчик является апериодическим звеном 1-го порядка с коэффициентом усиления равным  $K$  и постоянной времени равной  $T$ .

При использовании правила преобразования соединения с обратной связью для двух передаточных функций (рисунок 5.35, б), результирующая передаточная функция СД на базе ДПТ с потенциометрическим ДОС принимает вид

$$W_{\text{ДОС}}(s) = \frac{W_{ID}(s)}{1 - W_{\text{ДОС}}(s)W_{ID}(s)}.$$

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое «серводвигатель»?
2. Какие компоненты входят в состав СП на базе неполнооборотных пневматических серводвигателей?
3. Какие типы датчиков обратной связи применяются в конструкциях неполнооборотных СД?
4. Как устроен электрический серводвигатель переменного тока?
5. Что собой представляет «резольвер», используемый в качестве ДОС в составе электрических СДВ?
6. Какой принцип работы имеет резольвер?
7. Какими характеристиками обладают контроллеры, используемые для управления электрическими СДВ?
8. Какие компоненты используются в составе СП на базе электрических СДВ?
9. Какие типы ДОС используются в составе СДВ?
10. Как устроен и работает магнитоимпульсный ДОС угловых перемещений?
11. Как устроен и работает «индуктосин»?
12. Какой принцип работы у фотоэлектрических ДОС угловых перемещений?
13. Какой принцип действия имеют фотоэлектрические кодовые ДОС угловых перемещений?
14. Какие характеристики имеют контроллеры, используемые для управления шаговыми СДВ?
15. Какие типы ДОС используются для пневматических СД поступательного движения?
16. Какая отличительная особенность имеется между штоковыми СДП со встроенными и навесными ДОС?

17. Что собой представляет конструкция встроенного микроимпульсного магнитостракционного ДОС линейных перемещений?
18. Как реализуется подключение магнитостракционных ДОС к управляющим устройствам и какое программное обеспечение используется для обработки информации?
19. Какой принцип работы имеют линейные магнитоимпульсные ДОС, используемые в составе СДП?
20. Какими отличительными особенностями характеризуются линейные магнитоимпульсные ДОС?
21. Как осуществляется управление бесштоковыми пневматическими СДП?
22. Какую характеристику имеют пропорциональные пневмораспределители, используемые для управления СДП?
23. Как устроен навесной магнитострикционный ДОС для пневматических бесштоковых СДП?
24. Как обеспечивается герметизация рабочих полостей бесштокового СДП со встроенными магнитострикционными ДОС?
25. Какие конструктивные решения используются при создании гидравлических СДП?
26. Чем отличаются между собой пропорциональные дроссельные гидрораспределители, используемые в составе гидравлических СДП?
27. Какие конструкции электромеханических преобразователей используются в составе ПДГР?
28. Как работает ПДГР на базе усилителей типа «сопло-заслонка»?
29. Какие типы ЛЭД используются для создания линейных СД?
30. Какой вид имеет зависимость развивающегося на выходном элементе шткового линейного СД усилия от длины его хода?
31. Какую конструкцию имеет ДОС для штокового линейного электрического СД?
32. Какие конструктивные особенности имеет линейный СД с плоским подвешенным индуктором?
33. Какой вид имеет характеристика зависимости скорости выходного элемента линейного СД с плоским индуктором от величины нагрузки на нем?
34. Какой тип ДОС используется для линейных электрических СД с плоским индуктором?
35. Что такое «статическая характеристика датчика»?
36. При каких условиях датчик можно смоделировать в виде функции, реализующей его статическую характеристику?
37. Чем определяется мера инерционности при моделировании датчиков?
38. Что собой представляет математическая модель инерционного датчика первого порядка?



## Г л а в а VI

# Сервомодули движения

Сервомодули движения (СМД), созданные на базе объединенных на конструкторском уровне механических (гидро-пневмодвигатели, передаточные механизмы и др.), электротехнических (электродвигатели, электромагниты и др.), электронных (магниторезисторы, транзисторы и др.) устройств в сочетании с информационно-программными средствами, относятся к **механотронным модулям движения** (ММД), в которых все энергетические и информационные потоки направлены на достижение единой цели – получение заданных параметров управляемого движения рабочих органов технологического оборудования, т.е. они являются синергетическими [42].

## 6.1. Пневматические сервомодули

Для создания пневматических СМД поступательного движения используются как штоковые, так и бесштоковые СД.

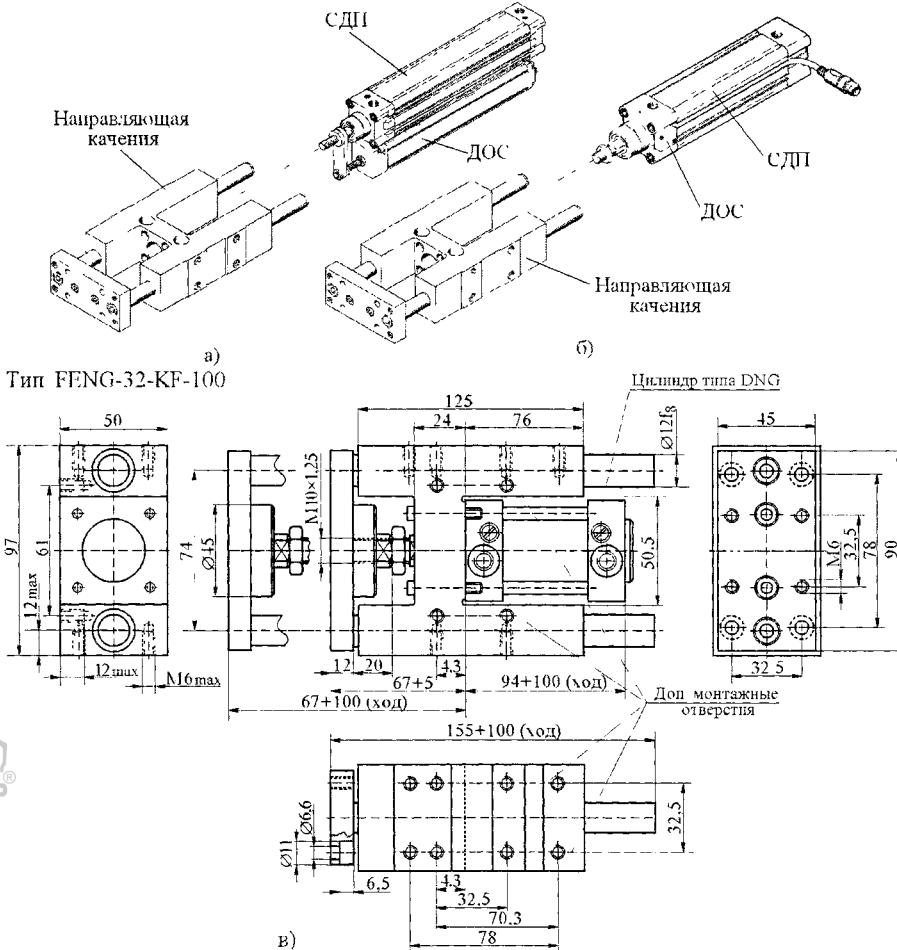


Рисунок 6.1 – Компоновки сервомодулей на основе СДП с навесным ДОС (а), встроенным ДОС (б) и конструкция направляющей качения (в), разгружающей и фиксирующей шток от вращения

Выбор компоновки СМД на основе штоковых СД должен предусматривать, в первую очередь, разгрузку выходного звена (штока) от действия внешних сил, возникающих в ходе реализации заданного технологического движения, способных негативно влиять на точность и скорость его выполнения.

Так, например, при использовании штоковых СД с навесными (рисунок 6.1, а) или встроенным (рисунок 6.1, б) датчиками обратной связи, точностные характеристики которых во многом определяются положением штока, применение направляющих качения (рисунок 6.1, в) позволяет устраниить как влияние боковых (радиальных) нагрузок на шток, что важно для СД с навесными потенциометрическими ДОС, так и исключить возможность его вращения, что недопустимо для СД со встроенными магнитоимпульсными ДОС.

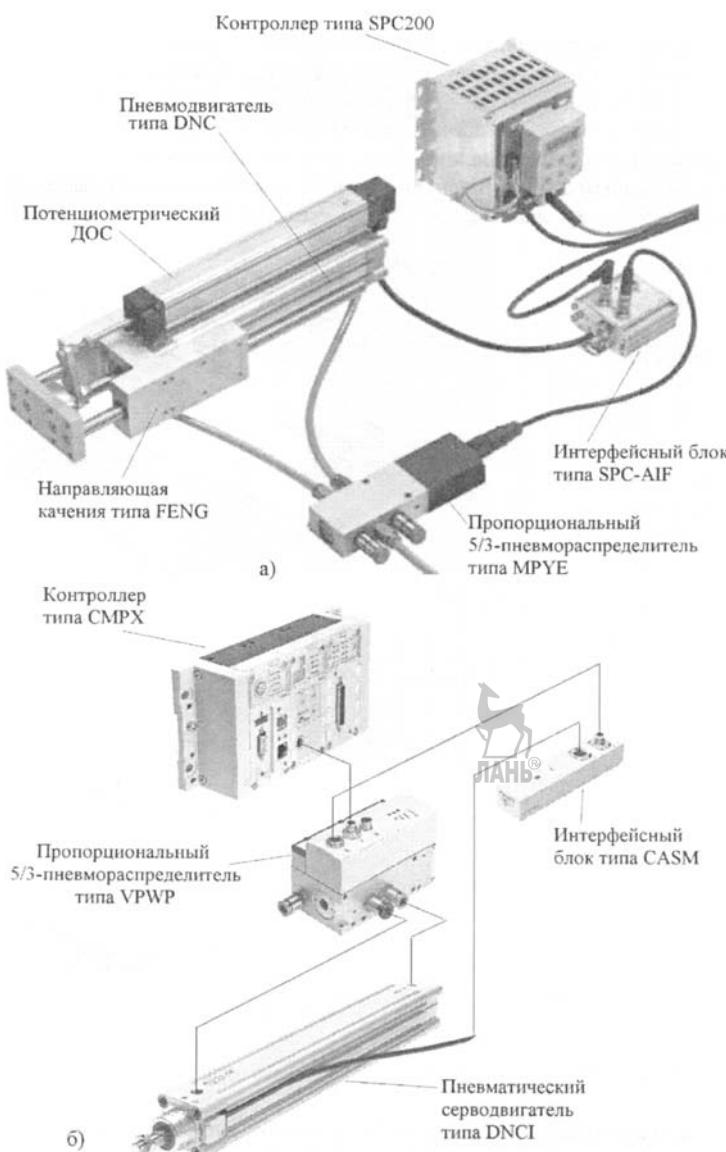


Рисунок 6.2 – Элементы управления сервомодулей на основе пневматических СДП с навесным потенциометрическим ДОС (а) и встроенным магнитоимпульсным ДОС (б)

Корпус направляющих качения снабжен конструктивными элементами для удобства монтажа, например, на его боковых поверхностях пропорциональных пневмораспределителей и интерфейсных блоков (рисунок 6.2, а), а также для установки и закрепления на технологическом оборудовании, что значительно сокращает протяженность электрических и пневматических коммуникаций, связывающих эти элементы управления между собой и с СД (рисунок 6.2, а, б).

Направляющие качения изготавливаются с учетом стандартных ходов штоков СД – в пределах от 50 до 500 мм и предназначены для работы в диапазоне температур окружающей среды от - 20 до + 80°C. Приведенная в качестве примера конструкция направляющей качения типа FENG-32-KF-100 предназначена для монтажа на ней СД с диаметром поршня 32 мм и длиной хода штока – 100 мм. Её вес – 1,3 кг.

СМД на базе пневматических бесштоковых СД в сочетании с профильным корпусом (рисунок 6.3, а), предназначены для использования в условиях повышенных статических и динамических нагрузок  $F_z$ ,  $F_y$  и моментов  $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M_z$  (рисунок 6.3, б), так как эти нагрузки и моменты воспринимаются не корпусом базового СД, характеризующегося наличием продольной прорези под бегунком, существенно уменьшающей его крутильную и изгибную жесткость, а профильным корпусом модуля, имеющим значительно большую жесткость.

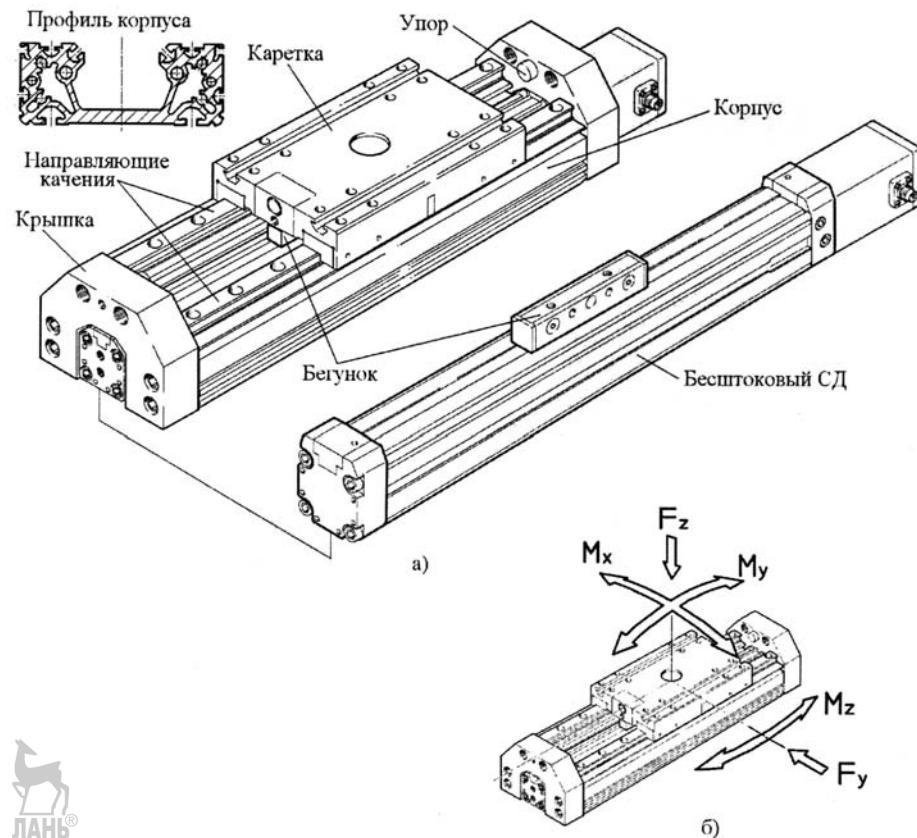


Рисунок 6.3 – Пневматический СМД на базе бесштокового СД

Наличие направляющих качения обеспечивает получение скорости перемещения каретки до 3 м/с, а боковые поверхности корпуса, снабженные продольными профильными канавками, могут быть использованы для монтажа элементов управления (пневмораспределителей, контроллеров, интерфейсных блоков и др.).

что устраняет необходимость использования дополнительных крепёжных элементов (кронштейны, платы и др.).

## 6.2. Гидравлические сервомодули

Современные гидравлические СМД, содержащие гидравлический двигатель, блоки с регулирующими и направляющими аппаратами, демпфирующие элементы и встроенную электронную систему управления с высокочувствительными датчиками, обеспечивают высокие динамические характеристики СП – ускорение до 80г, скорость до 10 м/с и время циклов в пределах миллисекунд. В зависимости от системы измерения перемещений в металлорежущих станках обеспечивается точность позиционирования до 1 мкм, а число двойных ходов, например, на высечных ножницах при силе 300 кН – до 1500 в минуту. Как правило, такие СМД предусматривают наличие интерфейсов ко всем распространенным системам полевых шин, в том числе, CANopen [50].

На рисунке 6.4 показан СМД (координатная ось) "Хpert", разработанный фирмой Vickers, рассчитанный на рабочее давление 12,4 ... 2,1 МПа. Длина хода – 51 ... 3000 мм. Диаметры поршня/штока – 63,5/34,9; 82,55/34,9; 102/44,5 или 127/50,8 мм, а развиваемая статическая сила – 67, 113, 171 или 267 кН, соответственно. Скорость холостого хода – 1,37; 0,81; 0,53 или 0,36 м/с; точность позиционирования – не ниже 0,025 мм.

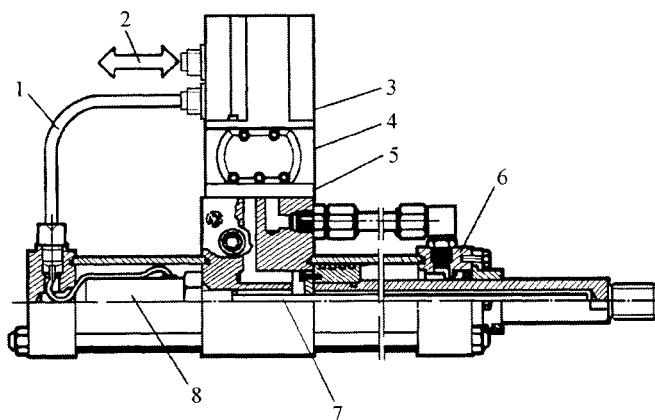


Рисунок 6.4 – Гидравлический СМД

Силовая часть СМД – гидравлический цилиндр 6 имеет полый шток, внутри которого размещен с зазором волновод 7 цифрового магнитострикционного стержневого ДОС 8, связанного кабелем 1 с электронным блоком 3 двухкаскадного пропорционального гидрораспределителя 4, к которому рабочая жидкость поступает через блок фильтров 5. С помощью канала 2 двусторонней связи СМД может быть соединен с контроллером управления, выпускаемым такими фирмами как Siemens, Schleicher, PEES, Parker, BALLUFF (BDD-AM 10 -...-1-SSD и BDD-CC-08-1-SSD).



## 6.3. СМД на основе электрических СД и механических передач

Большое количество компоновочных решений, основанных на использовании различных по конструкции электрических ЭД и передаточных механизмов (ПМ), зачастую являющихся одновременно усилителями и преобразователями одного

вида движения в другое, дает возможность создавать электромеханические СМД, наиболее широко применяющиеся в составе СП современного технологического оборудования.

Выходным звеном таких СМД являются стержневые элементы в виде подвижных в осевом направлении штоков и пинолей с различной формой поперечно-го сечения, а также суппорты, каретки, движки и др., непосредственно используе-мые в качестве рабочих органов технологического оборудования или в качестве элементов, передающих движение рабочим органам СП.

### 6.3.1. Электромеханические СМД

#### 6.3.1.1. Сервомодули с винтовыми ПМ

На рисунке 6.5, а представлены два варианта компоновки электромеханиче-ских штоковых СМД серии DNCE (FESTO) [59], созданных на базе серводвигате-лей серии MTR-AS и винтового самотормозящегося передаточного механизма, отличающиеся расположением СДВ относительно оси ПМ: один вариант преду-сматривает параллельное расположение осей СДВ и ПМ, второй – соосное. Выбор вариантов компоновки зависит от монтажного пространства, предусмотренного для установки СМД на технологическом оборудовании. Для получения более вы-соких скоростей перемещения выходного звена – штока в составе ПМ применяется шариковинтовая передача. Монтажные наборы для обоих вариантов компоновки включают в себя следующие элементы: 1 – монтажные лапы; 2 – монтажные фланцы; 3 – фланец с цапфами; 4 – опоры цапф; 5, 8, 10, 12 – фланцы с проуши-ной; 6, 7, 9, 11, 13, 14 – опорные стойки; 15 – промежуточная цапфа; 16 – проме-жуточная монтажная лапа (кронштейн) для соосного исполнения; 17 – головка со сферическими подшипниками; 18 – соединительный фланец для компенсации радиальных смещений; 19, 22 – вилки; 20 – самоустанавливающаяся головка (для компенсации радиальных и угловых смещений); 21 – опора поперечная; 23 – на-правляющая качения; 24, 25 – СМД с параллельной и осевой компоновкой; 26, 30 – СД типа MTR-AC; 27 – зубчато-ременный промежуточный ПМ; 28 – муф-та; 29 – корпус муфты (переходник).

При соосной компоновке ряд монтажных элементов не может быть использо-ван по причине установки в задней части винтового ПМ серводвигателя с муфтой. Альтернативой им является промежуточный монтажный кронштейн 16, разме-щаемый между задней крышкой ПМ и корпусом муфты.

Передаточный механизм (рисунок 6.5, б), основой которого является винто-вая самотормозящаяся передача, выполнен на базе профильного алюминиевого корпуса 3 с фигурным центральным отверстием, закрытым с двух сторон крышками 2 и 11. В центральном отверстии крышки 2 запрессована втулка, являющаяся направляющей скольжения для полого штока 5, наружный конец 1 которого снаб-жен присоединительной резьбой, а противоположный – имеет резьбу для установ-ки корпуса 9 с гайкой 10 из полиакетала (в случае применения шариковинтовой пары, гайка выполняется стальной), входящей в зацепление с винтовым шпинде-лем 8, размещенным внутри полого штока 5. Корпус 9 содержит наружные шлицы под поводок 7 в виде кольца с выступом на наружной поверхности, расположенным с возможностью перемещения в продольном пазу 4 центрального отверстия корпуса 3. Фиксация поводка на корпусе 9 осуществляется гайкой 6. Хвостовик 14 шпинделя служит для соединения с СДВ. Устранение осевых смещений шпинделя обес-печивается запрессованной на него втулкой 12, установленной в подшипни-ковом узле и закрепленной с помощью гайки 13.

Если на шток в процессе работы одновременно действуют несколько сил и моментов (рисунок 6.5, в), то должно выполняться следующее условие:

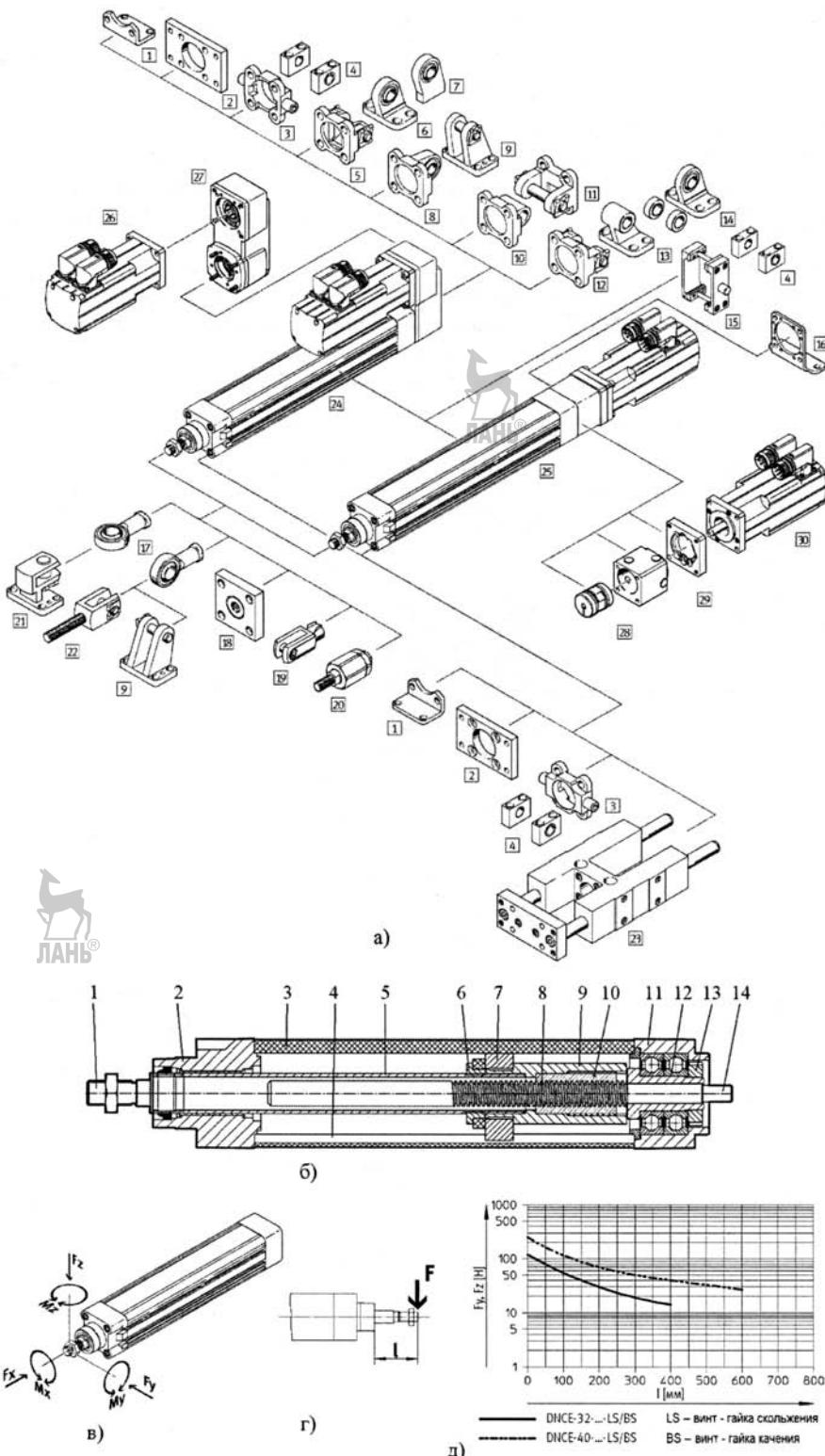


Рисунок 6.5 – Электромеханические штоковые СМД с винтовым ПМ

$$\frac{|F_y|}{F_{y \max}} + \frac{|F_z|}{F_{z \max}} + \frac{|M_y|}{M_{y \max}} + \frac{|M_z|}{M_{z \max}} \leq 1, \quad (6.1)$$

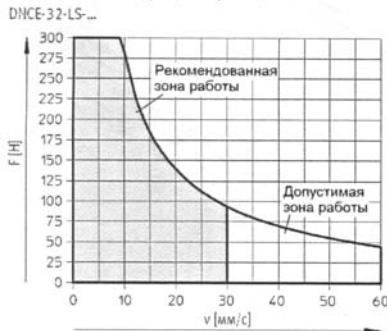
при  $|F_x| \leq F_{x \max}$  и  $|M_x| \leq M_{x \max}$ .

Так, например, максимально допустимые моменты для СМД серии DNCE (FESTO) не должны превышать следующие значения: для диаметра корпуса 32 мм –  $M_{x \max} = 1 \text{ H} \cdot \text{м}$ ;  $M_{y \max} = 8 \text{ H} \cdot \text{м}$ ; для диаметра корпуса 40 мм –  $M_{x \max} = 4 \text{ H} \cdot \text{м}$ ;  $M_{y \max} = M_{z \max} = 20 \text{ H} \cdot \text{м}$ .

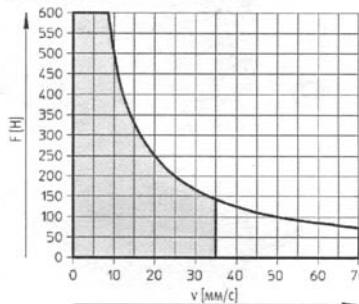
Максимально допустимые радиальные нагрузки  $F$  на шток (рисунок 6.5, г) зависят от его вылета  $l$ , и, в зависимости от типов винтовой пары, могут быть определены с помощью графика на рисунке 6.5, д.

Эксплуатационные характеристики СМД серии DNCE приведены на рисунке 6.6.

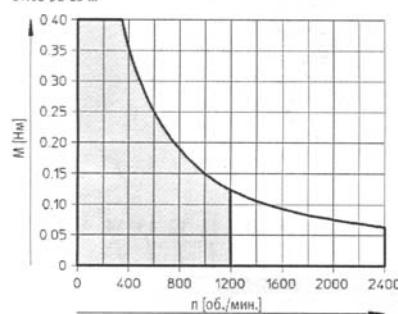
Усилие подачи  $F$  как функция скорости движения штока  $v$



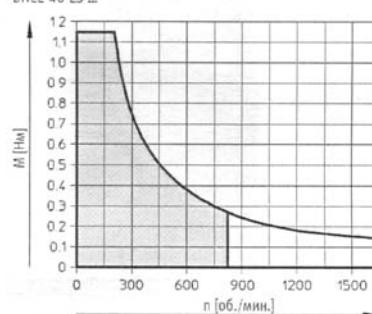
DNCE-40-LS...



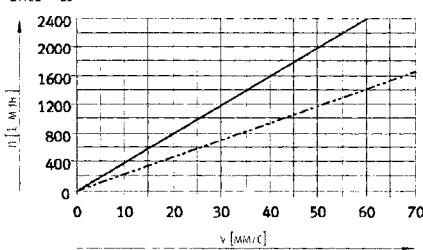
Крутящий момент  $M$  как функция частоты вращения  $n$



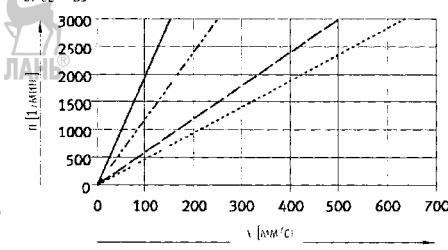
DNCE-40-LS...



Скорость вращения  $n$  как функция скорости движения штока  $v$



DNCE-LS



— DNCE 32 .S 1,5

— DNCE 40 LS 2,5

(Последние цифры обозначают шаг винтовой передачи)

— DNCE 32 .BS 3

— DNCE 40 BS 5

— DNCE 32 BS 10

— DNCE 40 BS .. 7

Рисунок 6.6 – Характеристики сервомодулей серии DNCE:  $F=f(v)$ ,  $M=f(n)$ ,  $n=f(v)$  (LS – передача винт – гайка скольжения; BS – передача винт – гайка качения)



Ограничение крутящего момента на штоке вызвано наличием резьбового соединения штока с корпусом гайки, превышение которого может привести к его несанкционированной разборке и к изменению точностных характеристик.

Энергия удара в конечных положениях – 0,0001...0,0002 Дж. Диаметр шпинделя – от 9 до 12,7 мм (зависит от типа винтовой передачи). Шаг винтовой передачи: для винт – гайка скольжения – 1,5 и 2,5 мм; для винт – гайка качения – 3, 10, 5 и 12,7 мм. Максимально развиваемое усилие на штоке – от 300 до 800 Н (в зависимости от шага винтовой передачи). Реверсивный люфт: винтовой пары скольжения – 0,2 мм, для пары качения – 0,05 мм. Точность воспроизведения координатного перемещения: для пары скольжения –  $\pm 0,07$  мм, для пары качения –  $\pm 0,02$  мм. Максимальная скорость движения штока: 0,06...0,07 м/с для пары скольжения, 0,15...0,64 м/с для пары качения, максимальное ускорение – от 1 до 6 м/с<sup>2</sup>, соответственно.

Увеличение нагрузочных характеристик штоковых винтовых СМД достигается снабжением их встроенными усиленными направляющими выходного звена (штока).

На рисунке 6.7 приведен состав СМД серии EGSL (FESTO) [59]: 1, 2 – крышки; 3 – серводвигатель серии EMMS; 4 – передаточный зубчаторемённый механизм; 5 – центрирующие втулки; 6 – крепежные планки; 7, 8 – внешние датчики конечных положений выходного звена типа SIES/SMT-8; 9 – подвижный шунт (экран), активизирующий внешние датчики; 10 – соединительная упругая муфта с корпусом (переходником).

СМД данной серии имеют два исполнения, отличающиеся расположением приводного СД, и четыре типоразмера, отличающиеся диаметром внутреннего отверстия корпуса, в котором размещен шарико-винтовой механизм преобразования вращения выходного вала приводного СД в поступательное перемещение штока и связанной с ним наружной каретки: 35, 45, 55 и 75 мм. Этим диаметрам соответствует ширина *B* установочной поверхности корпуса (рисунок 6.7, б) – 35,5; 44,5; 53 и 74 мм. Ход штока – 50 ... 300 мм; развиваемое усилие на штоке – 75 ... 450 Н в зависимости от типоразмера; скорость – 0,5 ... 1,3 м/с. Размерный ряд шага винта: 3,5; 8; 10; 12,7 и 20 мм. Максимальная радиальная нагрузка на шток в зависимости от типоразмера – от 20 до 300 Н; максимальное ускорение – 25 м/с<sup>2</sup>; точность воспроизведения заданной координаты перемещения –  $\pm 0,015$  мм; максимальная ошибка позиционирования при реверсе –  $\leq 50$  мкм.

Винтовой передаточный механизм, смонтированный во внутренней закрытой цилиндрической полости профильного алюминиевого корпуса 6 (рисунок 6.7, в), представляет собой циркуляционную передачу качения, вращение винта 7 которого, снабженного хвостовиком 16 для соединения с приводным СД, вызывает осевое перемещение гайки 11, входящей в зацепление с винтом посредством шариков (на рисунке не показаны). Гайка 11 с помощью направляющей втулки 10 и гайки 9 закреплена на полом штоке 8, установленном в направляющей втулке 1 крышки 4 и соединенным с помощью резьбовой пробки 5 и винта 2 с передней частью Г-образной каретки 3, размещенной в наружных направляющих корпуса 6 (см. рисунок 6.7, б). Винт (шпиндель) 7 установлен с помощью втулки 14, упорного диска 12, шарикоподшипников и гайки 15 в задней крышке 13 корпуса без возможности осевого смещения.

Наружные поверхности каретки 3 предназначены для монтажа на них исполнительных органов технологического оборудования.

Пример компоновки манипулятора промышленного робота с использованием описанной конструкции шарико-винтового СМД показан на рисунке 6.7, г.

Бесштоковый СМД (рисунок 6.8, а), в отличие от штокового, характеризуется наличием поводка, связывающего подвижную в осевом направлении гайку передаточного шарико-винтового механизма с кареткой, закрепленной на одной из наружных сторон профильного корпуса прямоугольной формы.

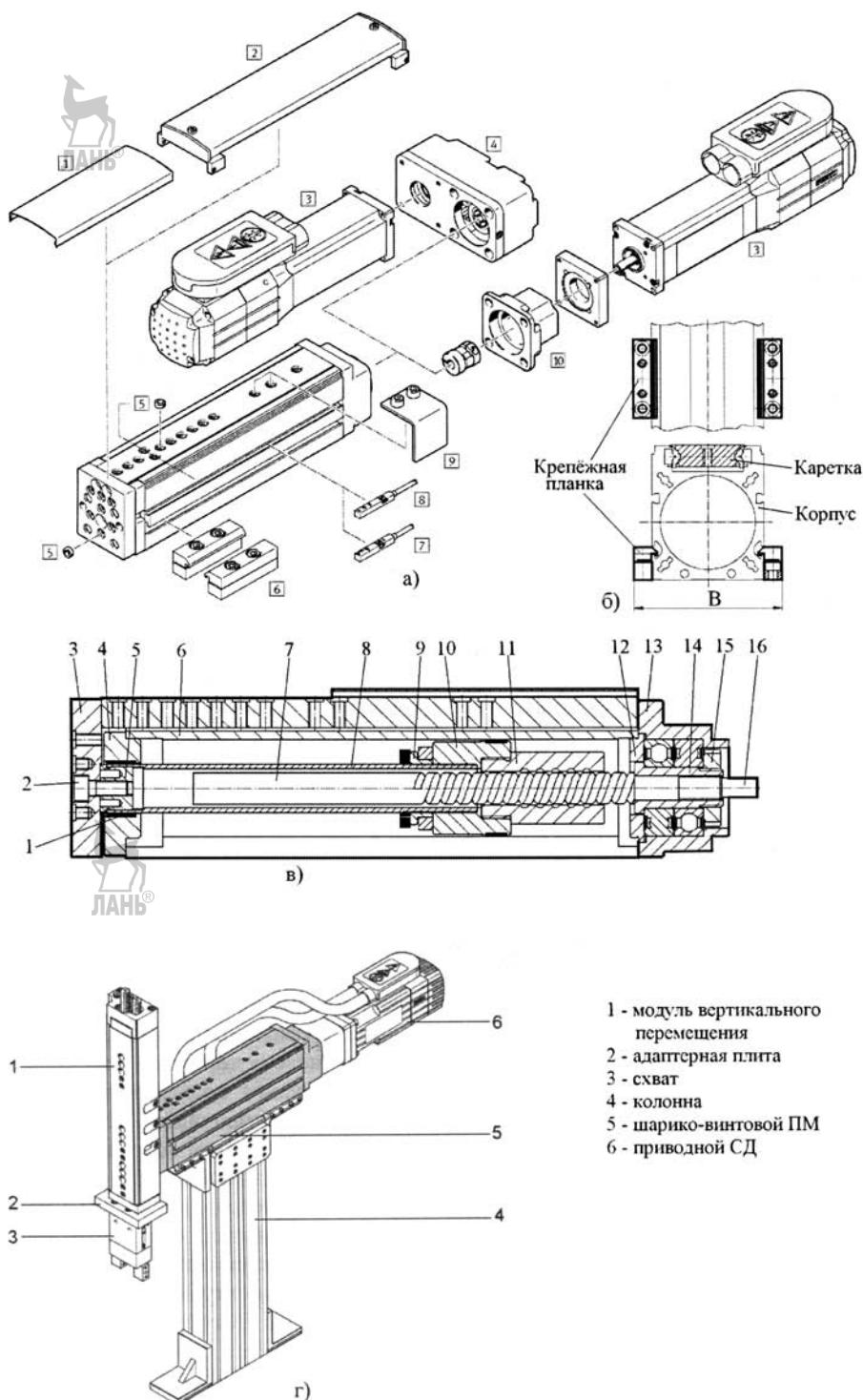


Рисунок 6.7 – Электромеханический штоковый СМД серии EGSL с винтовым ПМ и Г-образной кареткой

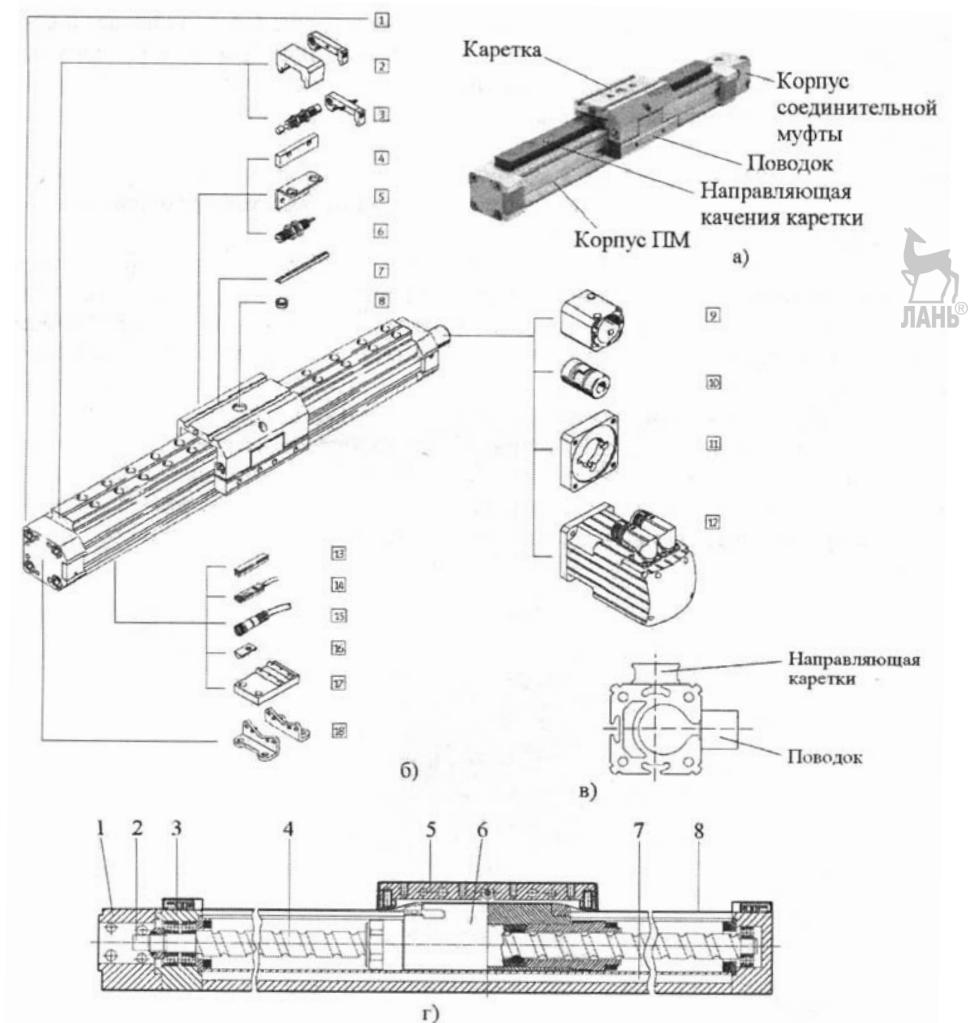


Рисунок 6.8 – Электромеханический бесштоковый шарикопинтовой СМД с наружной шариковой направляющей П-образной каретки

Состав монтажных и комплектующих элементов СМД типа DGE-SP-KF фирмы "FESTO" [59, 72] представлен на рисунке 6.8, б: 1 – бесштоковый шарикопинтовой ПМ; 2 – аварийный буфер; 3 – комплект демпферов; 4 – флагок (шунт) переключения наружных датчиков; 5 – скоба для датчика; 6 – индуктивный датчик конечных положений; 7 – закладная планка (удлиненная гайка) с резьбовыми отверстиями для закрепления на каретке технологического оборудования; 8 – центрирующая втулка; 9 – корпус муфты; 10 – упругая муфта; 11 – фланец СД; 12 – серводвигатель; 13 – заглушка продольного паза корпуса; 14 – датчик положения каретки; 15 – штекерная розетка с кабелем; 16 – закладная гайка; 17 – центральная крепежная лапа; 18 – концевые монтажные лапы.

Наличие накладной шариковой направляющей для каретки, закрепленной на корпусе в плоскости, перпендикулярной продольному прорезу в корпусе под поводок (рисунок 6.8, в), разгружает поводок, не имеющий специальных направляющих, от действия внешних сил и моментов, отрицательно влияющих на динамику СМД.

Конструкция ПМ данного СМД, показанная на рисунке 6.8, г, включает в себя профильный алюминиевый корпус 7 с продольным прорезом под проводок 5, механически связанный с гайкой 6 шарико-винтовой передачи, винт 4 которой снабжен присоединительным хвостовиком 2 для муфты, размещаемой в корпусе 1. Продольный прорез в корпусе закрыт стальной лентой 8, натяжные механизмы которой размещены на крышках 3 корпуса 7. Механизм связи гайки с бегунком аналогичен по конструкции с механизмом связи поршня бесштокового пневмодвигателя с бегунком (см. рисунок 4.17).

СМД серии DGE-SP-KF (FESTO) выпускаются четырех типоразмеров, отличающихся диаметрами центрального отверстия корпуса – 18, 25, 40 и 63 мм. Ход каретки – от 100 до 2000 мм; развиваемое усилие на каретке – от 140 до 1600 Н; максимальная нагрузка на каретку – от 6 до 150 кг; максимально допустимый момент на каретке – от 0,1 до 8,5 Н·м; максимальная скорость – 0,2 ... 1,2 м/с; точность воспроизведения координаты перемещения –  $\pm 0,02$  мм.

Пример компоновки манипуляционной системы технологического оборудования на базе бесштокового шарико-винтового СМД с кареткой показан на рисунке 6.9. При таком взаимном расположении приводных двигателей их вес воспринимается призматической накладной шариковой направляющей каретки.

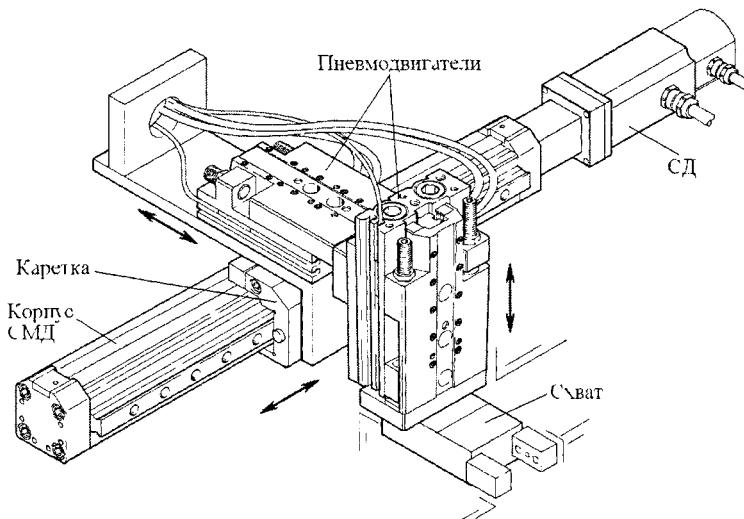


Рисунок 6.9 – Пример компоновки манипуляционной системы (трёхкоординатной) на базе бесштокового шарико-винтового СМД с подвижной кареткой

Компоновка манипуляционной системы с использованием подвижного корпуса бесштокового СМД относительно его неподвижной каретки (координата Z), механически связанной с каретками зубчато-ремённого СМД (ЗРСМД) (координата Y) и пассивной направляющей, представляющей собой зубчато-ремённый ПМ без передаточного механизма в виде зубчатого ремня, приведена на рисунке 6.10. Перемещение по координате X реализуется с помощью одного приводного СД, крутящий момент от которого передается двум зубчато-ремённым ПМ, связанным между собой трансмиссией в виде вала с муфтами.

На рисунках 6.11 и 6.12 показаны примеры создания манипуляционных систем, отличающихся составом входящих в них СМД и технологической оснастки, для осуществления различных технологических задач [59, 72].

На рисунке 6.13, а показаны монтажные наборы и комплектующие элементы СМД серии DMES (Festo), отличительной особенностью которых является наличие в их составе интеллектуальных моторных блоков на базе серводвигателей

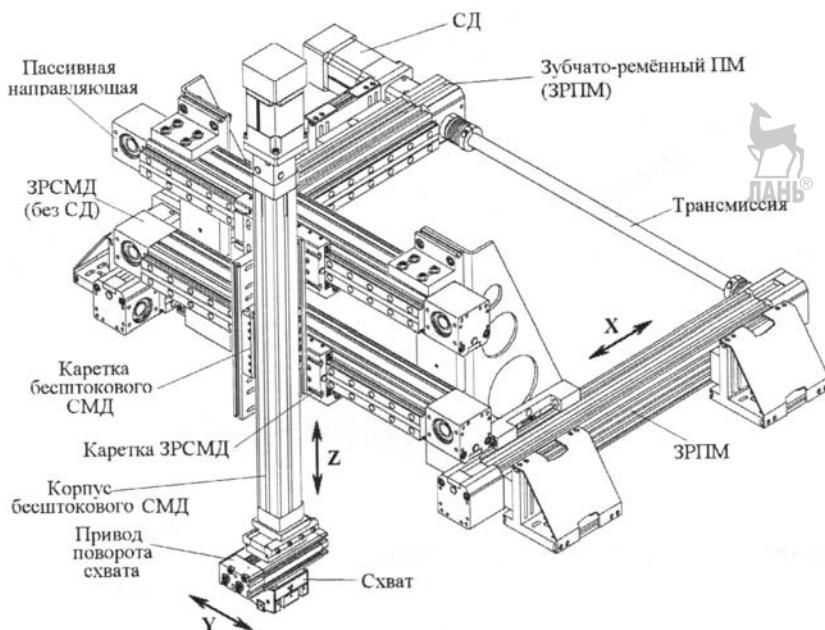


Рисунок 6.10 – Манипуляционная система с подвижным относительно закреплённой каретки корпусом бесштокового шарикопинтового СМД

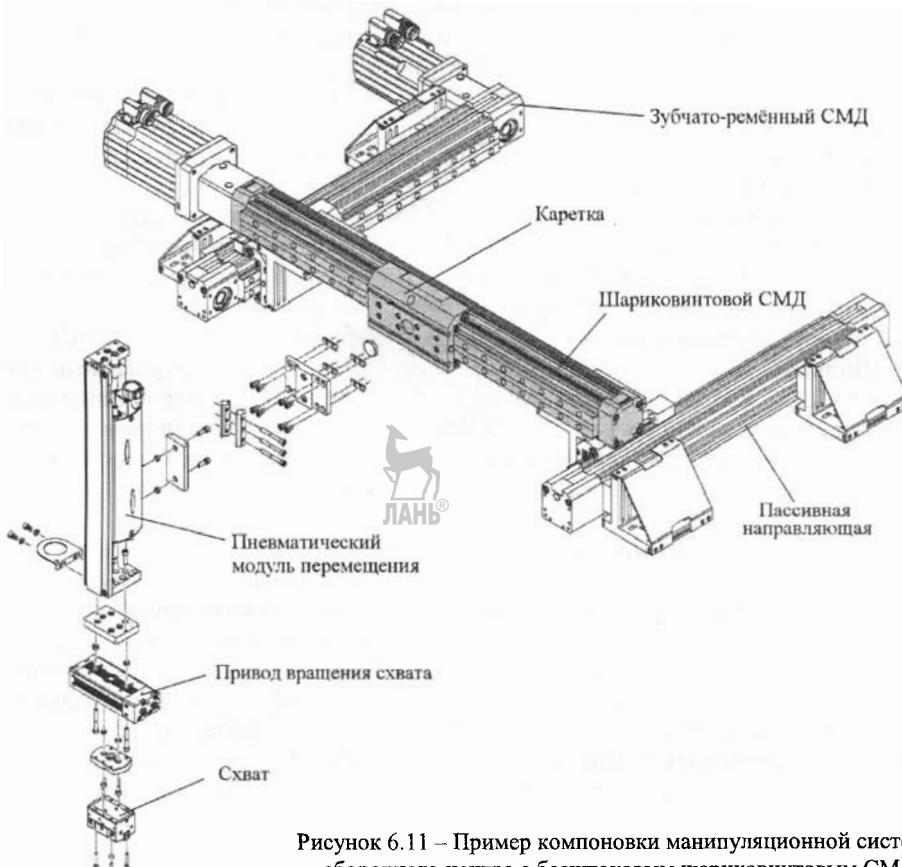


Рисунок 6.11 – Пример компоновки манипуляционной системы сборочного центра с бесштоковым шарикопинтовым СМД

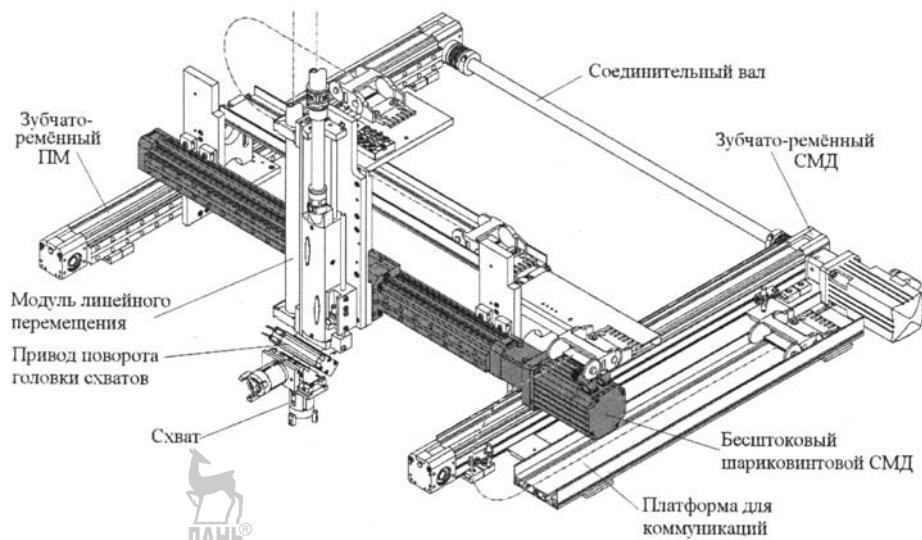


Рисунок 6.12 – Пример компоновки манипуляционной системы сборочного центра с использованием спаренного электромеханического зубчато-ремённого СМД

MTR-DCI (рисунок 6.13, б), ориентированных на решение задач позиционирования. В общем корпусе MTR-DCI находятся мотор (ЭД), планетарный редуктор, контроллер и управляющая электроника ДОС, что существенно уменьшает протяженность электрических кабелей, улучшает электромагнитную совместимость. Процесс запуска может выполняться непосредственно на MTR-DCI с помощью встроенного дисплея или с помощью персонального компьютера с использованием простого меню FCT (Festo Configuration Tool). Компактный дизайн обеспечивает стойкость к загрязнениям. Класс защиты – IP54. Дополнительные функции мониторинга обеспечивают контроль температуры, тока, потерь напряжения, выявление ошибок и контроль крайних положений.

Данные серводвигатели производятся четырех типоразмеров, характеризующихся диаметром наружной поверхности корпуса планетарного редуктора: 32, 42, 52 и 62 мм. Оптический датчик обратной связи имеет до 500 шагов/оборот. Кремниевый датчик абсолютной температуры отключает питание обмоток ЭД и электроники при температуре более 70 °C. Разрешение дисплея – 128 × 64 пикселей.

Питающее напряжение постоянного тока – 24 В ± 10%; номинальный ток (мотор) – 0,73...6,19 А; пиковый ток – от 2,1 до 20 А (в зависимости от типоразмера); номинальная мощность – 17,5...316,8 Вт; максимальный ток цифровых логических выходов – 200 мА; количество цифровых логических входов (при подключении I/O интерфейса) – 6, выходов – 2; интерфейс параметризации – RS232, 9600 бод.

СМД данной серии имеют два исполнения: с усиленной кареткой и направляющей качения DMES-GF-KF и без них (базовый вариант) – DMES (рисунок 6.13, а). Для каждого из исполнений предназначены наборы монтажных элементов и комплектующих в число которых входят: 1 – винтовые передаточные механизмы; 2 – уголок для закрепления индуктивного датчика 3; 4 – планка (шунт) активизации датчиков (наружных); 5 – СД типа MTR-DCI с зубчато-ременным редуктором; 6 – СД с муфтой и корпусом для ее размещения; 7 – закладная гайка (длинная); 8 – центрирующая шайба; 9 – заглушка паза на корпусе; 10 – датчик наружный конечных положений типа SMT-8; 11 – штексерный разъем; 12 – закладная гайка (короткая); 13, 14 – монтажные лапы.

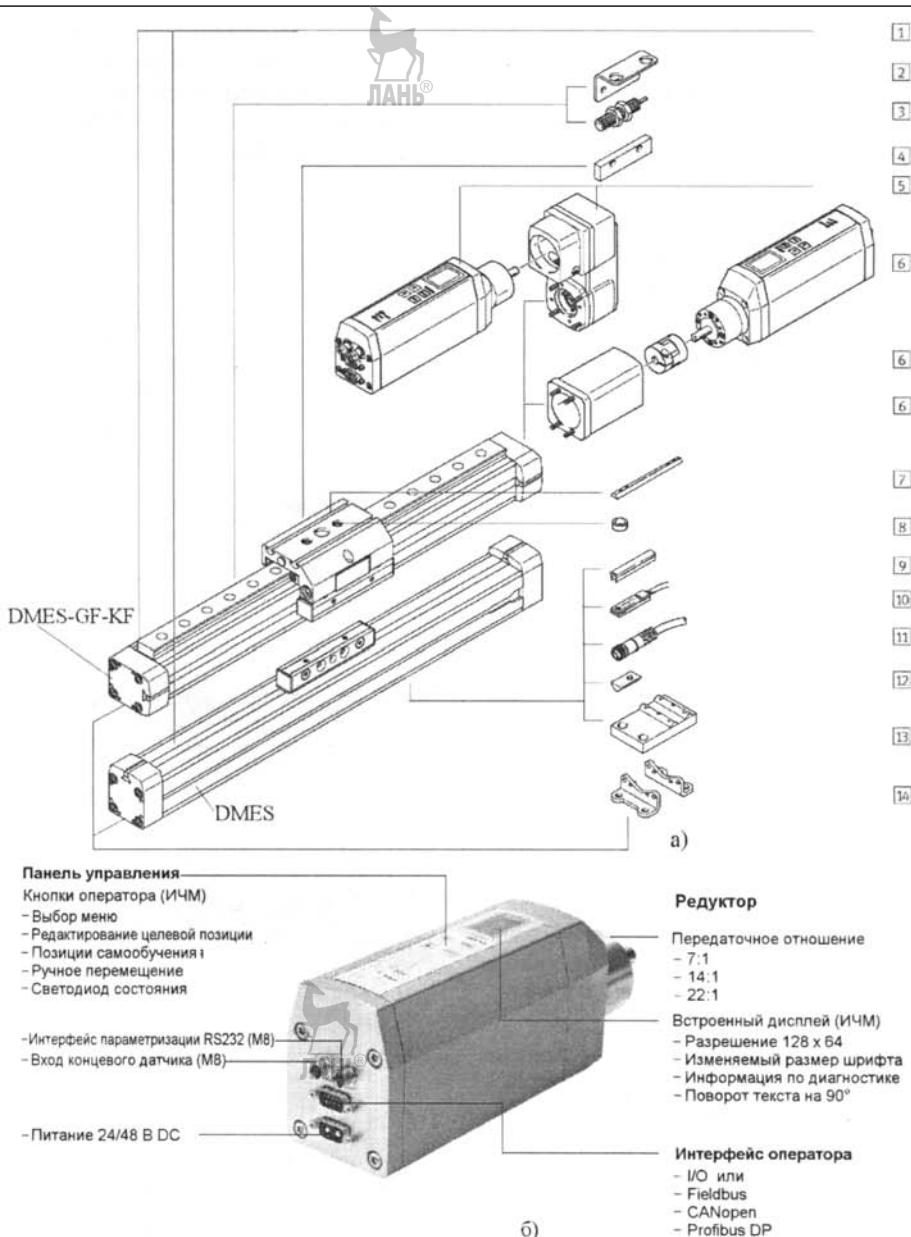


Рисунок 6.13 – Электромеханический винтовой СМД серии DMES (Festo) с моторным блоком MTR-DCI

Размерные параметры одного из четырех типоразмеров ЭД (тип MTR-DCI-42S) приведены на рисунке 6.14, а [59].

Входящий в состав СМД винтовой ПМ (имеет 4 типоразмера), конструкция которого дана на рисунке 6.14, б, выполнен на базе профильного корпуса 4 из алюминиевого сплава, в центральном отверстии которого установлен упомянутый в крышках 2 и 11 корпуса с помощью шарикоподшипников стальной ходовой винт 3, находящийся в зацеплении с гайкой 6 из поликацетала. Гайка 6 установлена в ползуна 7, снабженным плоским движком, который размещен в продольном прорезе 9 корпуса и входит в зацепление с поводком 5, находящимся снаружи корпуса.

са. Продольный прорез закрыт гибкой стальной лентой 10, а для уменьшения трения в местах ее контакта с поводком и движком предусмотрены вставки 8, выполняющие роль подшипников скольжения. Ходовой винт, в зависимости от типоразмера, имеет следующие параметры: диаметр – от 8 до 32 мм, шаг резьбы – от 1,5 до 6 мм. Для соединения с приводным ЭД предназначен хвостовик 1.

Тип MTR-DCI-42S

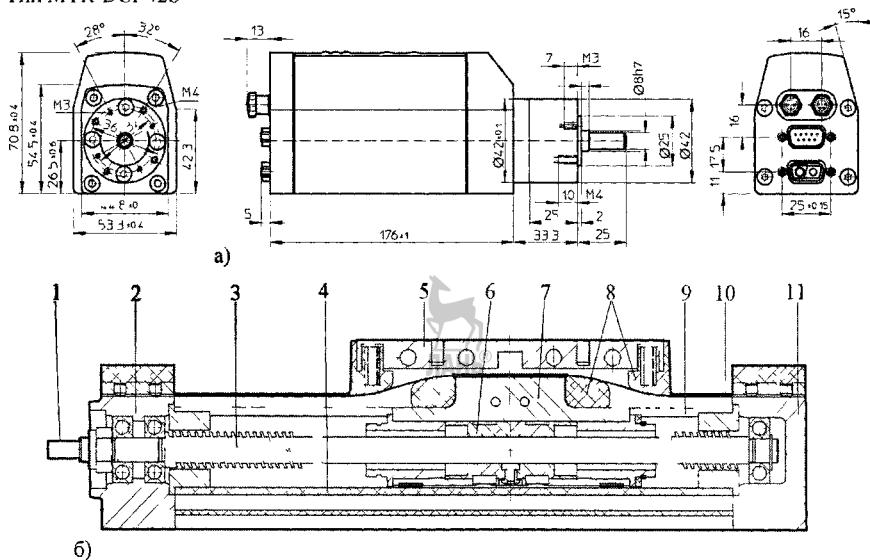


Рисунок 6.14 – Размерные параметры ЭД (а) и конструкция винтового ПМ (б) электромеханического СМД серии DMES

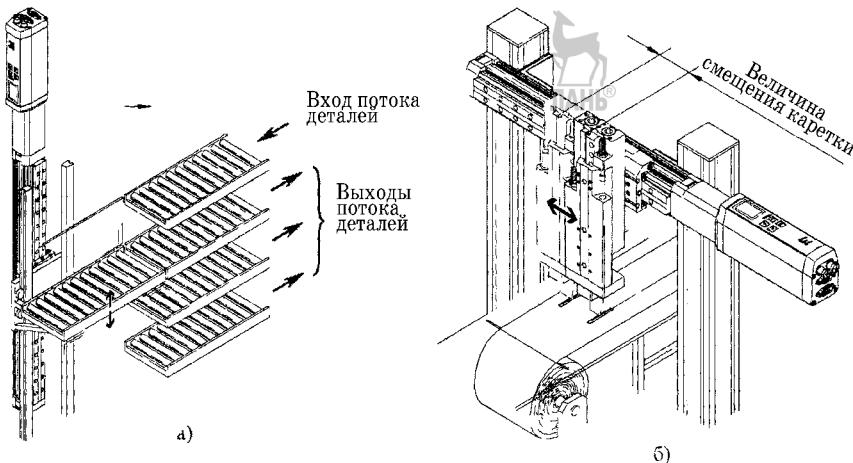


Рисунок 6.15 – Примеры использования СМД серии DMES перенастройка сортировочного конвейера (а), изменение ширины полосы при резке бумаги/пленки (б)

Технические характеристики винтовых ПМ: ход каретки (в зависимости от типоразмера) – от 50 до 1800 мм; максимальное развиваемое усилие на каретке – от 240 до 3000 Н; максимальная скорость – 0,05 м/с; максимальное ускорение – 2,5 м/с<sup>2</sup>; точность воспроизведения координаты – ± 0,05 мм; дрейф при реверсе – < 0,1 мм; рабочая температура – 0...50 °С; класс защиты – IP40.

Примеры использования СМД серии DMES показаны на рисунке 6.15.

### 6.3.1.2. Сервомодули с зубчато-ременными передаточными механизмами

Зубчато-ременные СМД характеризуются низким уровнем шума в процессе эксплуатации и практически отсутствием динамических (ударных) нагрузок вследствие эластичности ремня и упругости его зубьев.

Перемещение выходных элементов передаточных механизмов – кареток, обеспечивается с помощью как цилиндрических, так и призматических направляющих скольжения или качения.

Выбор направляющих зависит от силовых нагрузок на каретку, возникающих в ходе реализации технологического процесса.

На рисунке 6.16 показаны монтажные и комплектующие элементы зубчато-ременных СМД (ЗРСМД) серии ELGR и ELGG (Festo) [59], отличающиеся количеством и характером движения выходных элементов – кареток: в отличие от однокареточного двухкареточное исполнение характеризуется оппозитным возвратно-поступательным перемещением кареток, т.е. встречным перемещением, что позволяет увеличить число одновременно обслуживаемых рабочих позиций технологического оборудования без увеличения количества СМД.

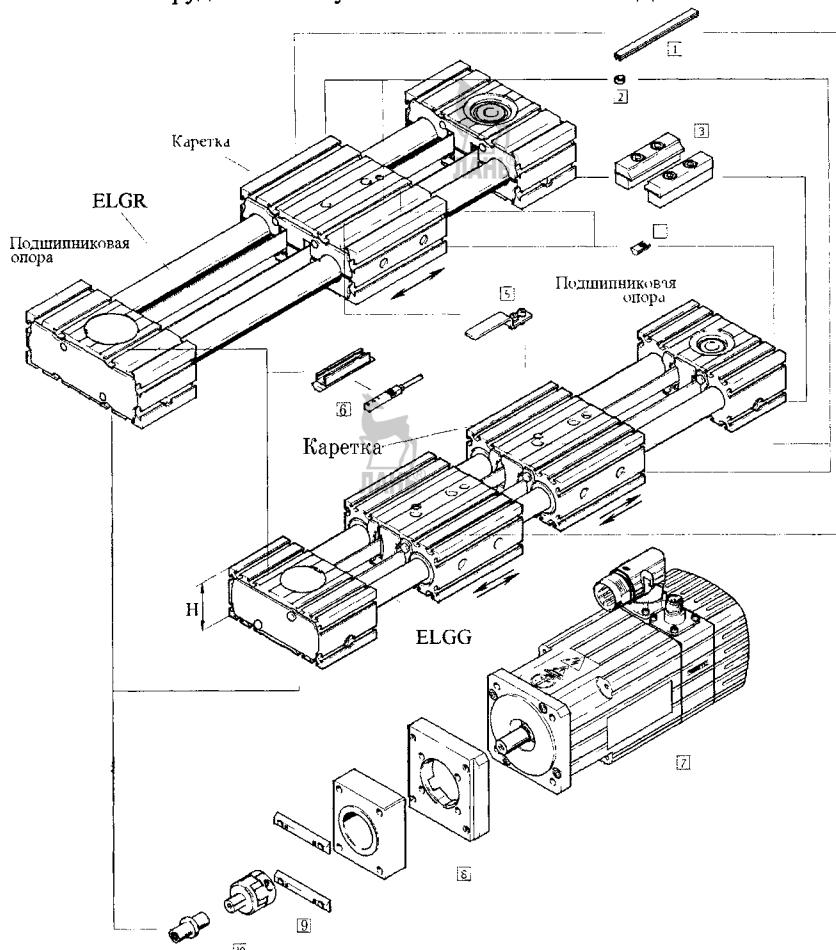


Рисунок 6.16 – Монтажный набор зубчато-ременных СМД типов ELGR и ELGG (Festo) с цилиндрическими направляющими кареток: 1 – заглушка; 2 – центрирующая втулка; 3 – крепежные планки; 4 – закладная гайка; 5 – активизирующий экран внешнего датчика; 6 – внешний датчик конечных положений с держателем; 7 – серводвигатель типа EMMS-AS; 8 – крепежные фланцы; 9 – упругая муфта; 10 – переходник

ЗРСМД допускают как горизонтальный, так и вертикальный монтаж на технологическом оборудовании, что обеспечивается наличием на нижней и боковых поверхностях подшипниковых опор отверстий под центрирующие (втулки) и крепежные (болты, винты) элементы.

Конструктивно, однокареточный ЗРСМД (рисунок 6.17, а) содержит две цилиндрические направляющие качения 2 или скольжения, закрепленные в подшипниковых опорах 1 зубчатых шкивов 7, каждый из которых, в зависимости от предъявляемых требований, может быть ведущим.

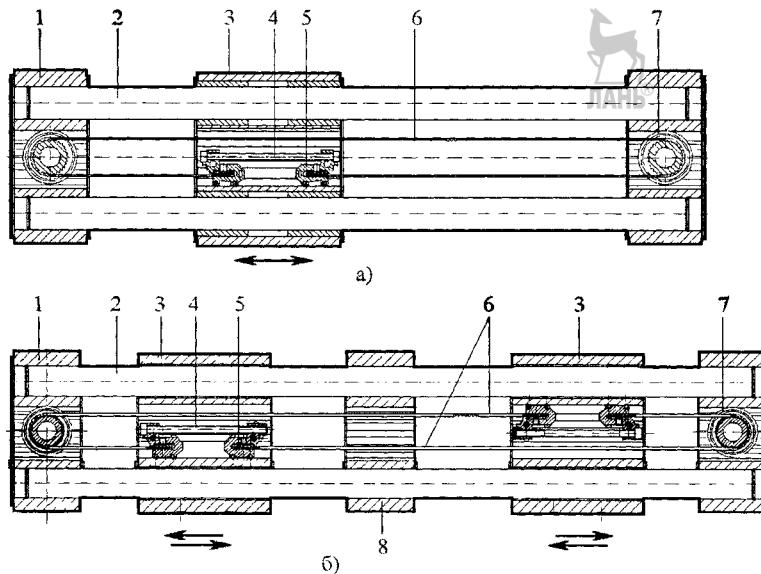


Рисунок 6.17 – Зубчато-ременные передаточные механизмы:  
однокареточный (а) и двухкареточный (б)

Установленная на направляющих каретка 3 снабжена двумя механизмами 5 для защемления концов зубчатого ремня 6 из полихлоропрена со стеклокордом и нейлоновым покрытием, натяжение которого производится с помощью натяжного винта 4.

Приводной шкив соединяется с хвостовиком приводного ЭД цанговой упругой муфты, конструкция которой приведена на рисунке 2.54.

К отличительным особенностям конструкции двухкареточного ЗРСМД (рисунок 6.17, б) относится использование двух ремней 6 и возможность применения промежуточной опоры 8 для направляющих, увеличивающей нагрузочную способность модуля.

ЗРСМД данных серий выпускаются трех типоразмеров, отличающихся высотой  $H$  каретки, равной высоте подшипниковых опор – 35, 45 и 55 мм, имеющих рабочий ход кареток от 50 до 1500 мм и развиваемое на каретке усилие – от 50 до 350 Н. Максимально допустимый крутящий момент на каретке – от 0,1 до 0,4 Н·м (в зависимости от типоразмера).

Максимальная скорость каретки: для направляющих качения – 3 м/с, скольжения – 1 м/с; максимальное ускорение – 50 м/с<sup>2</sup>; точность воспроизведения координатного перемещения –  $\pm 0,1$  мм; рабочая температура – от –10 до +50 °C; класс защиты – IP20. Зубчатые ремни имеют шаг 2 или 3 мм; растяжение – от 0,094 до 0,21 % длины; ширину – от 10 до 19,3 мм.

Представленные на рисунке 6.18 зубчато-ременные СМД серии DGE-ZR по сравнению с ЗРСМД, имеющими цилиндрические направляющие для кареток, ха-

рактеризуются более высокими нагрузочными возможностями, благодаря профильному корпусу и накладным призматическим направляющим.

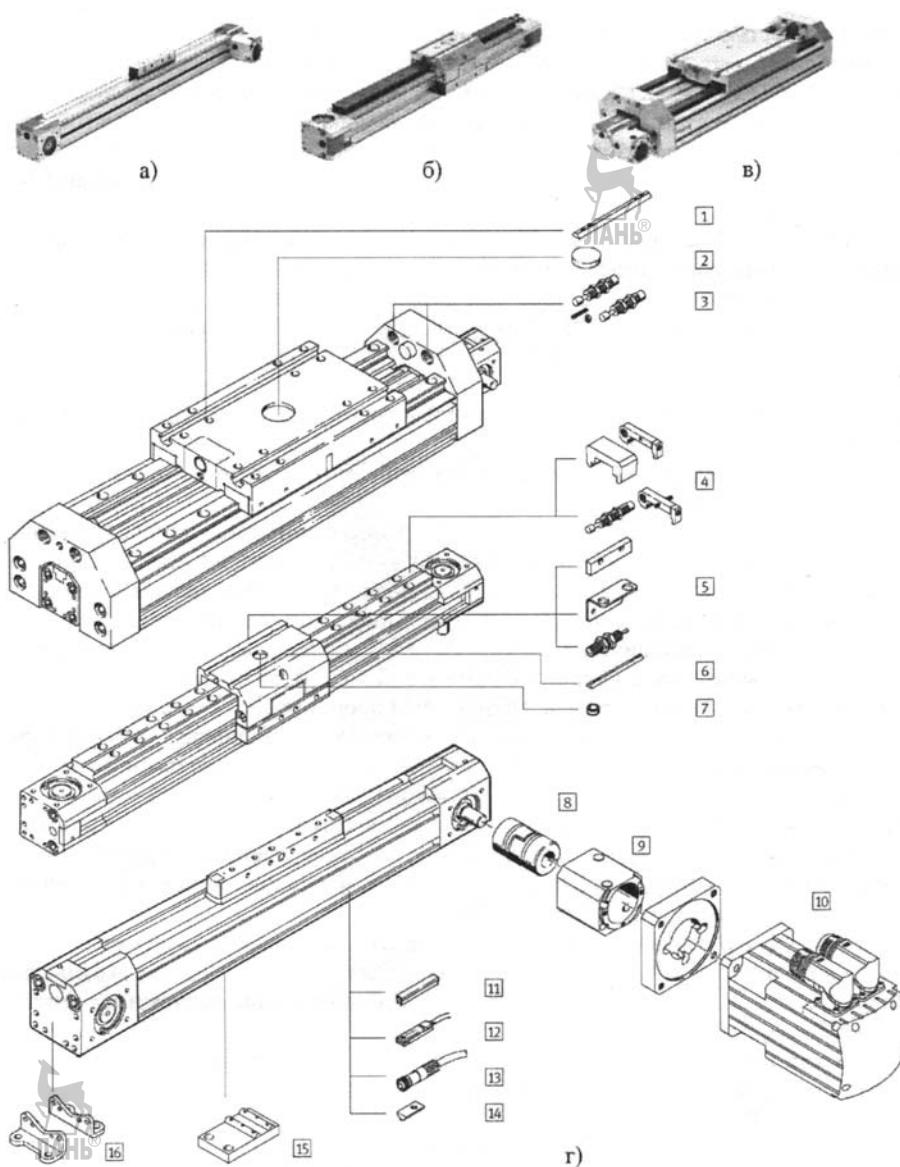


Рисунок 6.18 – Монтажные наборы зубчато-ремённых СМД серии DGE-ZR с призматическими направляющими качения каретки: 1 – закладная упругая гайка; 2 – центрирующий диск; 3 – демпферы конечных положений каретки; 4 – концевые упоры с демпферами; 5 – индуктивные датчик с держателем и шунтом; 6 – закладная гайка; 7 – центрирующая втулка; 8 – упругая муфта; 9 – корпус муфты; 10 – приводной ЭД; 11 – заглушка паза корпуса; 12 – датчик внешний конечных положений; 13 – штепсельный разъем; 14 – закладная короткая гайка; 15, 16 –монтажные лапы

Базовой конструкцией всех типов ЗРСМД данной серии является ЗРСМД типа DGE-ZP, имеющий в качестве выходного звена поводок, связанный механически с приводным зубчатым ремнем, размещенным внутри профильного корпуса (рисунок 6.18, а) [72].

Оснащение ЗРСМД типа DGE-ZR накладной призматической шариковой направляющей для механически соединенной с бегунком каретки, трансформирует его в ЗРСМД типа DGE-ZR-KF (рисунок 6.18, б), отличающийся более высокой рабочей скоростью благодаря силовой разгрузке бегунка.

Наиболее высокими нагрузочными характеристиками характеризуется ЗРСМД типа DGE-ZR-HD (рисунок 6.18, в), имеющий усиленный профильный корпус с двумя накладными призматическими шариковыми направляющими, что также позволяет увеличить габариты каретки.

Монтажные наборы всех трех типов ЗРСМД данной серии представлены на рисунке 6.18, г.

Базовый ЗРСМД типа DGE-ZR имеет шесть типоразмеров, отличающихся диаметром центрального отверстия профильного корпуса: 8, 12, 18, 25, 40 и 63 мм. Рабочий ход каретки – от 1 до 4500 мм; развиваемое усилие – от 15 до 1500 Н; максимальная скорость – от 1 до 5 м/с; точность воспроизведения координаты –  $\pm(0,08...0,1)$  мм.

Конструкция базового модуля не допускает поперечных горизонтальных нагрузок на поводок, а максимальная вертикальная нагрузка – от 38 до 1600 Н (в зависимости от типоразмера).

В качестве примера, на рисунке 6.19, а приведены размерные параметры типоразмера DGE-25-ZR [72].

Данный ЗРСМД выполнен на базе профильного алюминиевого корпуса 9 (рисунок 6.19, в), поперечное сечение которого показано на рисунке 6.19, б. С обоих концов корпус закрыт крышками 1 с подшипниками узлами шкивов 2 для зубчатого ремня 5, концы которого закреплены в натяжных механизмах 6, установленных в движке 8, механически связанным через продольный прорез в корпусе с поводком 7, охваченным с боковых сторон планками 10, являющимися, по существу, опорами скольжения бегунка. Продольный прорез закрыт стальной лентой 4, предотвращающей загрязнение приводных элементов, размещенных внутри корпуса. Передача крутящего момента от приводного СДВ, устанавливаемого на одной из крышек 1 корпуса (по выбору) с помощью переходника (корпуса упругой муфты) 11, осуществляется посредством цилиндрического хвостовика 12 приводного шкива (см. рисунок 6.19, а, поз. 3). Демпфирование ударных нагрузок, возникающих в конце перемещения движка 8 с натяжными механизмами 6, обеспечивается полиуретановыми упорами 3.

ЗРСМД с циркуляционными шариковыми направляющими крепят (рисунок 6.18, б) допускают действие на каретку поперечных горизонтальных и вертикальных сил от 255 до 14050 Н. Существенно больше и величины допустимых крутящих моментов, действующих на нее.

Пример компоновки манипуляционного механизма порталной конструкции с использованием ЗРСМД типа DGE-ZR-KF показан на рисунке 6.19, г.

К серии ЗРСМД типа DGE-ZR относятся также сервомодули типа DGE-ZR-RF с роликовыми направляющими крепят (рисунок 6.20).

Конструкция передаточного механизма (рисунок 6.20, г) характеризуется наличием встроенных в профильный корпус 8 рельсовых направляющих 4 круглого сечения (см. рисунок 6.20, в) для роликов 6, закрепленных на крепкости 9 с помощью цилиндрических осей, часть которых выполнена в виде эксцентриков 7, позволяющих осуществлять регулировку зазоров в направляющих. Крутящий момент от приводного СДВ (асинхронного, шагового) передается через вал 12 одному из зубчатых шкивов 2, установленных с помощью шарикоподшипников в крышках 1 и 11. Шкивы приводят в движение плоский зубчатый ремень 3, концы которого закреплены в натяжных механизмах 5 крепкости. Продольные профильные пазы 10 на боковых наружных сторонах корпуса предназначены для размещения концевых

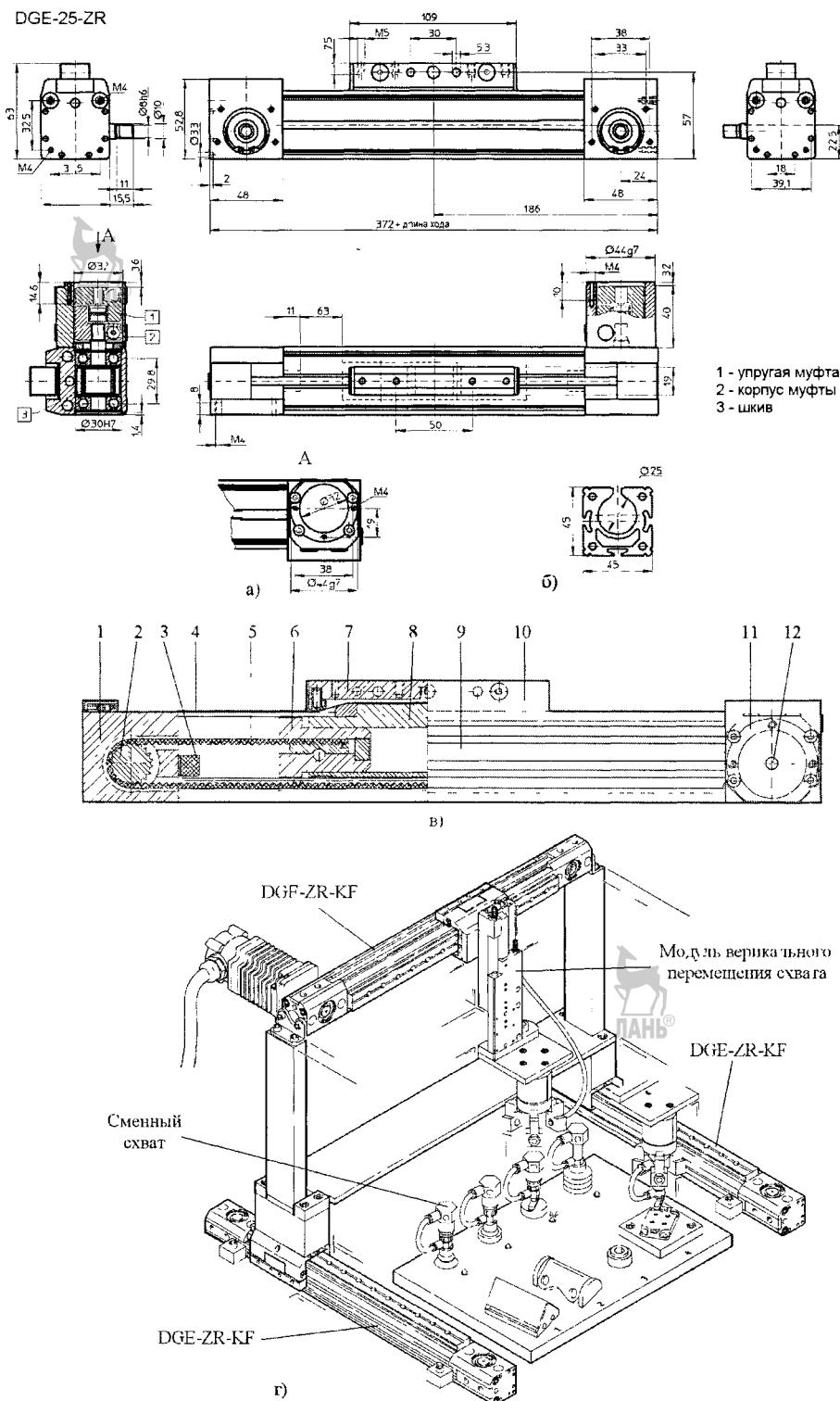


Рисунок 6.19 – Размерные параметры (а), профиль корпуса (б), конструкция (в) зубчато-ремённого СМД типа DGE-25-ZR и пример компоновки манипуляционного механизма ПР на базе СМД типа DGE-ZR-KF (г)

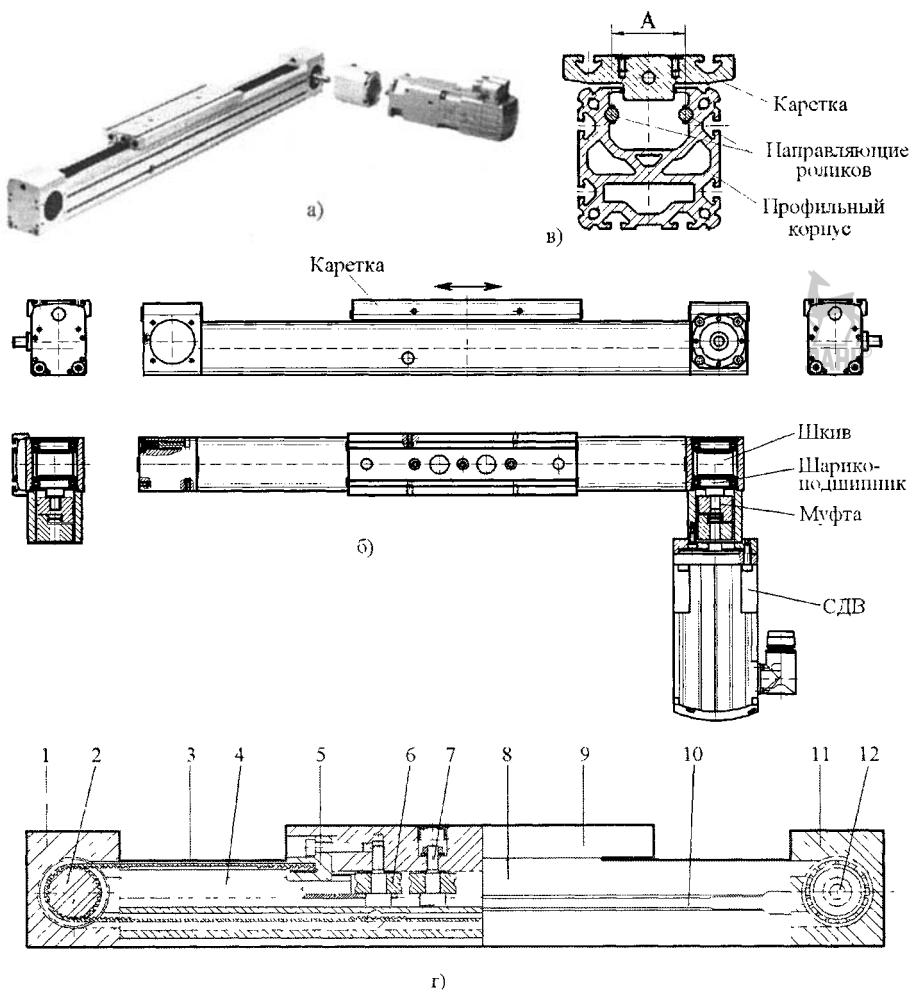


Рисунок 6.20 – Зубчато-ремённый СМД типа DGE-ZR-RF с роликовой направляющей кареткой: внешний вид (а); конструкция модуля (б); попреречное сечение профильного корпуса (в); конструкция передаточного механизма (г)

(путевых) датчиков, например, индуктивных, которые активируются ферромагнитными экранами (шунтами), закрепляемыми на алюминиевой каретке (см. поз. 5 на рисунке 6.18).

В отличие от всех выше рассмотренных ЗРСМД с выходным элементом в виде каретки, представленный на рисунке 6.21, а консольный сервомодуль типа DGEA-ZR, содержит неподвижную приводную головку (активную), связанную с приводным СДВ, снабженную циркуляционными шариковыми опорами для рельсовой призматической направляющей консоли, перемещающейся относительно головки.

При значительной длине консоли, от которой зависит длина рабочего хода сервомодуля, используются две неподвижные головки (рисунок 6.21, б) – одна активная (приводная), а другая пассивная, без приводного электродвигателя.

ЗРСМД данного типа обладают улучшенными динамическими характеристиками по сравнению с сервомодулями типа DGE-ZR-KF, поскольку ЭД, редуктор и головка с шариковыми опорами надежно закреплены, а перемещаемая нагрузка (консоль) в виде профильного алюминиевого корпуса с направляющей и ремнем существенно уменьшена.

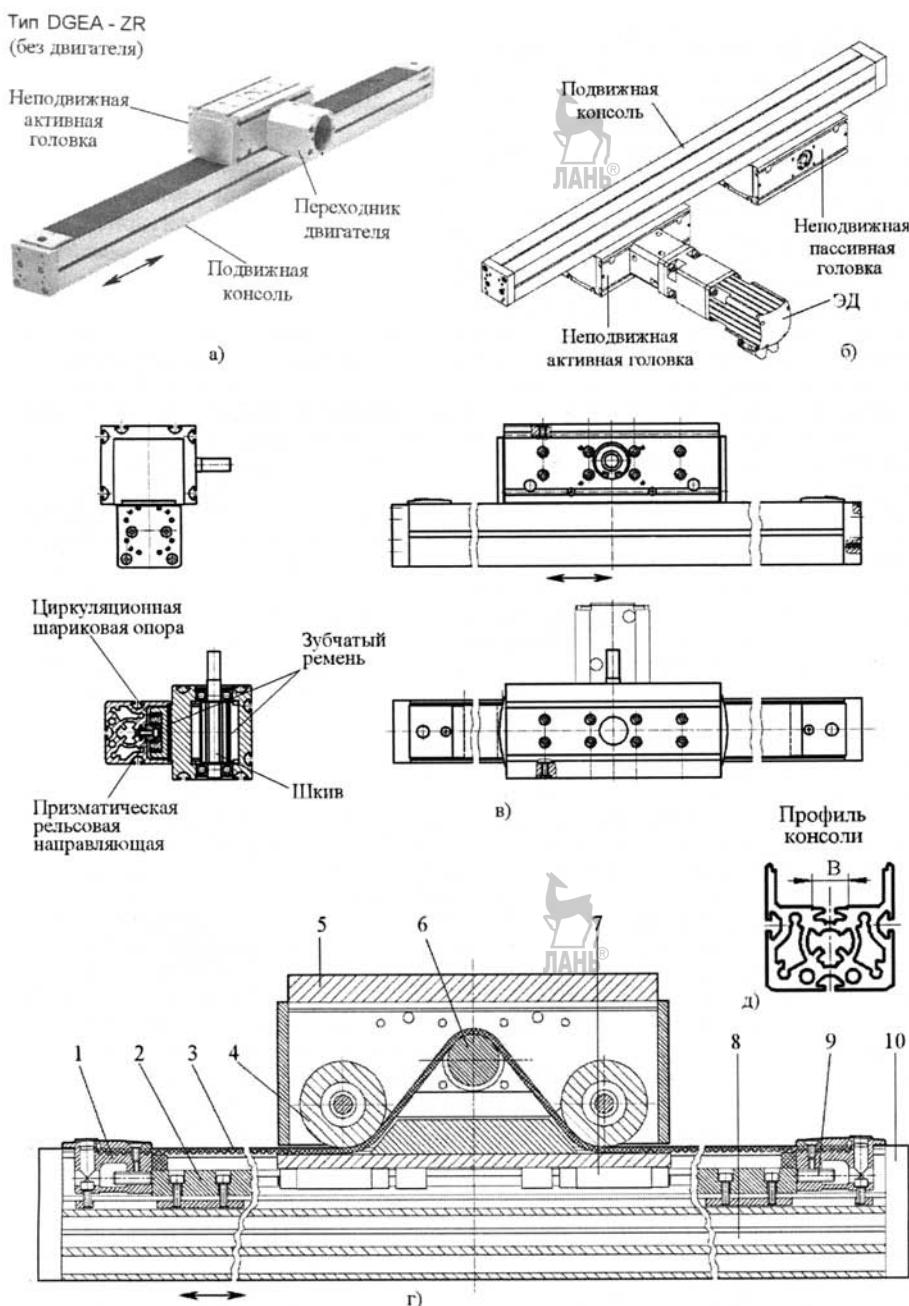


Рисунок 6.21 – Зубчато-ременный консольный СМД типа DGEA с циркуляционными шариковыми опорами подвижной консоли

Конструкция консольного ЗРСМД типа DGEA-ZR показана на рисунке 6.21, в [59, 72]. Они производятся трех типоразмеров, отличающихся шириной зубчатого ремня – 18, 25 и 40 мм, с рабочими ходами, соответственно, – 800, 900 и 1000 мм. Максимальная рабочая нагрузка – от 7 до 27 кг, максимальная скорость – 3 м/с, максимальное усилие подачи – 230...1000 Н.

Удлинение зубчатого ремня с шагом зубьев 3 и 5 мм составляет (в %) в зависимости от типоразмера, соответственно, 0,037; 0,053 и 0,056. Коэффициент подачи – от 81 до 120 мм/об.

Конструкция передаточного механизма (рисунок 6.21, г) включает в себя закрепляемую на технологическом оборудовании приводную (активную) головку, внутри корпуса 5 которой установлены на шарикоподшипниках приводной зубчатый шкив 6 и направляющие ролики 4, охваченные зубчатым ремнем 3, концы которого закреплены в натяжных механизмах 1 и 9 профильной консоли 8 с крышками 1 и 10 на торцах. В консоли предусмотрен продольный ложемент шириной В (рисунок 6.21, д) под призматическую рельсовую направляющую 2, помещенную между двумя парами циркуляционных шариковых опор 7, закрепленных на головке. Вращение приводного шкива 6, например, по часовой стрелке, вызывает перемещение консоли 8 вправо.

Вариант показанной на рисунке 6.22 компоновки манипуляционного механизма порталной конструкции предусматривает использование одного консольного ЗРСМД в сочетании с тремя ЗРСМД, снабженными накладными призматическими направляющими (один ЗРСМД, поз. 16 не имеет собственного приводного ЭД) и одной пассивной направляющей 10, служащей в качестве дополнительной подвижной опоры для монтажа активной головки 7 консольного ЗРСМД.

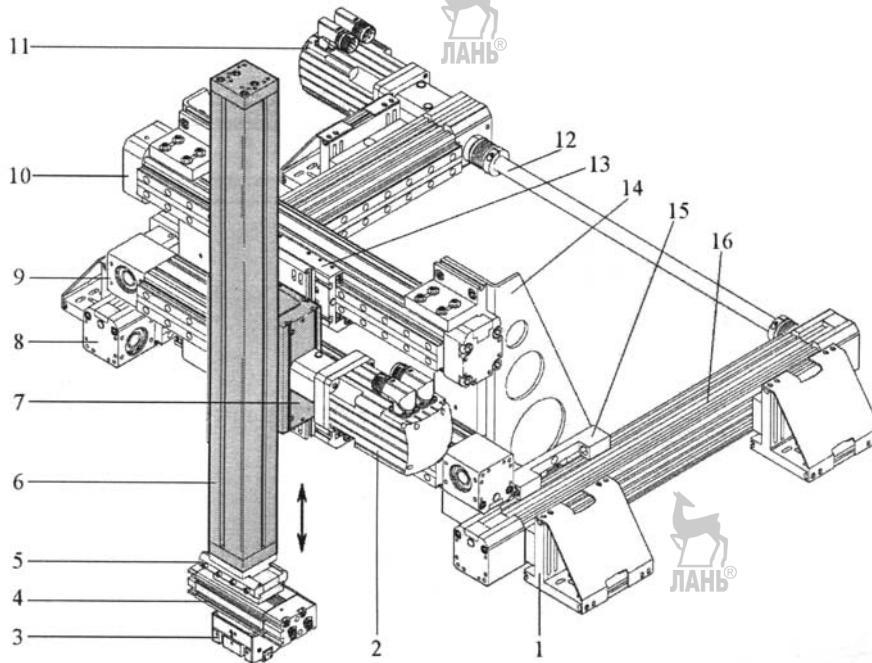


Рисунок 6.22 – Пример выполнения манипуляционного механизма порталного робота на базе ЗРСМД: 1 – монтажные уголки; 2, 11 – приводные СДВ; 3 – схват; 4 – модуль вращения схвата; 5 – адаптерная плита; 6 – консольный ЗРСМД; 7 – активная головка ЗРСМД; 8, 9, 16 – ЗРСМД типа DGE-ZR-KF; 10 – пассивная направляющая; 12 – приводной вал для ЗРСМД (поз. 16); 13 – каретка для монтажа активной головки консольного ЗРСМД; 14 – стойки; 15 – каретка ЗРСМД (поз. 16)

### 6.3.1.3. Сервомодули с линейными электрическими СД

Совершенствование конструкций линейных электрических двигателей (ЛЭД) и возрастающий к ним интерес фирм-производителей технологического оборудо-

вания, требующего применения в его составе следящих быстодействующих приводов, способствует к появлению новых конструкций сервомодулей на основе ЛЭД.

На рисунке 6.23, а приведен состав линейного СМД типа DFME-LAS (фирма «Festo»), а на (б) – его продольный разрез [59, 72].

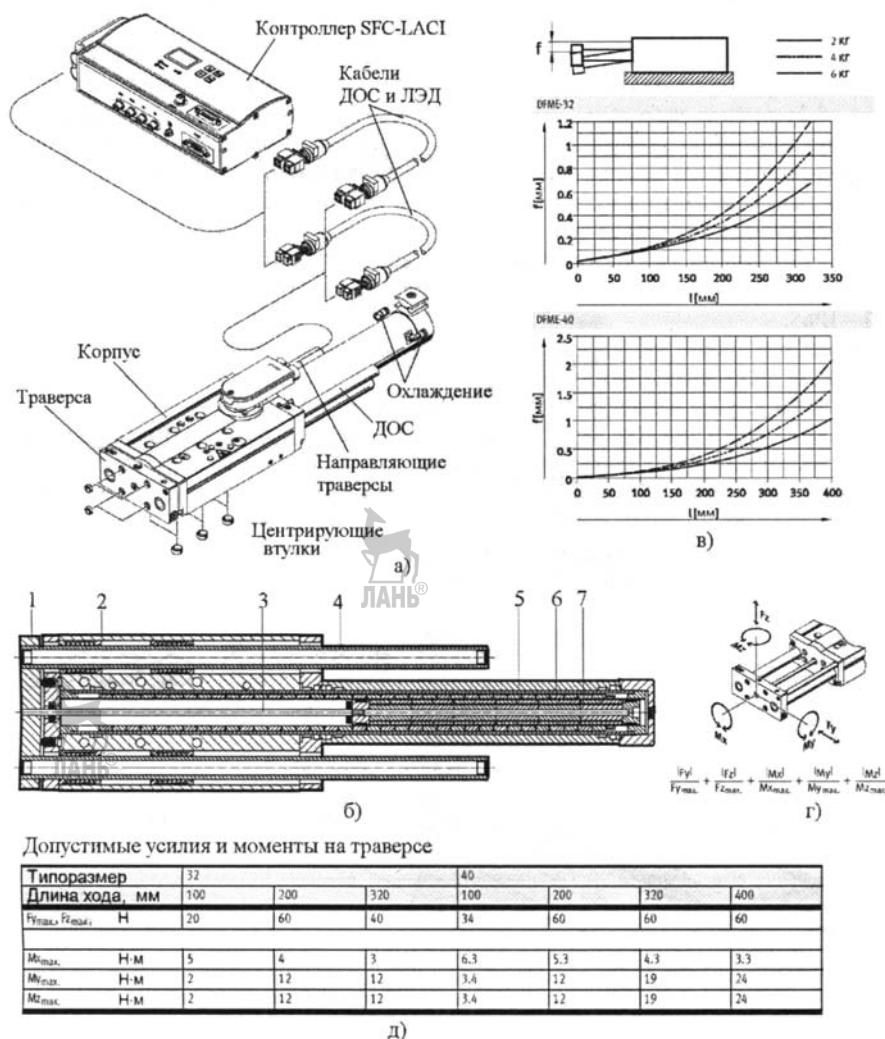


Рисунок 6.23 – Линейный СМД типа DFME-LAS с цилиндрическими шариковыми направляющими (выходного звена)

СМД содержит корпус 2 с двумя цилиндрическими направляющими качения 4, связанные между собой траверсой 1, являющейся выходным звеном модуля и предназначеннной для закрепления на ней технологической оснастки. С помощью штока 3 траверса механически связаны с пакетом постоянных магнитов (реактивная часть) 7, размещенным внутри цилиндрического индуктора 6, представляющего собой продольный набор цилиндрических катушек, помещенных в тонкостенную гильзу, закрытую с двух сторон крышками с центральными отверстиями. Индуктор охвачен снаружи цилиндрической гильзой, выполняющей функцию радиатора, способствующего отводу тепла от катушек в окружающую среду. Охлаждению катушек способствует также сжатый воздух, подаваемый внутрь радиатора через специальные штуцеры на нем (см. рисунок 6.23, а).

При действии на траверсу нескольких сил и моментов, должно выполняться условие, отображенное на рисунке 6.23, г, с использованием максимально допустимых сил и моментов, приведенных в таблице (рисунок 6.23, д).

Зависимость величин прогибов  $f$  направляющих траверсы от величины их вылета  $l$ , показана на рисунке 6.23, в (для двух типоразмеров, характеризующихся диаметром ЛЭД – 32 и 40 мм).

Линейные СМД данного типа обладают следующими механическими и электрическими характеристиками: длина рабочего хода – от 100 до 400 мм; максимальная эффективная нагрузка – от 2 до 6 кг; максимальная скорость – от 2 до 3 м/с; точность позиционирования –  $\pm 0,015$ ; тип линейного двигателя – асинхронный, переменного тока; датчик обратной связи, реализующий относительный метод измерения, – магнитоиндуктивный, бесконтактный; пиковый ток – от 5,9 до 22,4 А в зависимости от длины хода; номинальный ток – от 2,2 до 5,4 А; проектная мощность – от 108 до 147 Вт; рабочая температура – 0...40 °C, максимально допустимая температура – 70 °C; класс защиты механической части – IP40, электрической – IP65.

Предназначенный для управления СМД контроллер типа SFC-LAC1 (Festo) рассчитан на постоянное напряжение питания – 48 В, ток – 10 А, мощность – 480 Вт. Используемые интерфейсы: I/O интерфейс, CANopen, Profibus, DeviceNet, конфигураций FHPP, DS301, DSP402, DP-V0/V1. Класс защиты – IP54; рабочая температура – 0...40 °C.

На рисунке 6.24 представлен штоковый сервомодуль серии HME (Festo), выполненный на базе линейного двигателя с кольцевым индуктором, конструкция которого аналогична конструкции двигателя, использованного в составе серводвигателя, описанного в разделе 5.2.3.

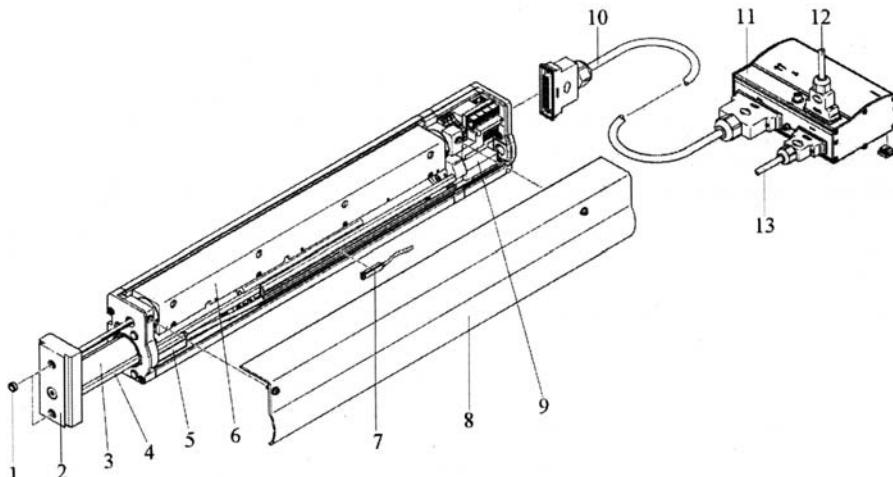


Рисунок 6.24 – Линейный штоковый сервомодуль типа HME (Festo)

- 1 – центрирующие втулки;
- 2 – траверса;
- 3 – трубчатый несущий шток;
- 4 – магнитоимпульсный ДОС;
- 5 – считающая головка ДОС;
- 6 – ЛЭД;
- 7 – индуктивный датчик типа SME-8;
- 8 – крышка;
- 9 – электрический блок;
- 10 – электрический соединительный кабель;
- 11 – контроллер типа SFC-LAS;
- 12 – кабель для связи с другими контроллерами;
- 13 – питающий кабель

Сервомодули данной серии производятся двух типоразмеров, отличающихся диаметрами индуктора – 16 и 25 мм. Длина рабочего хода – 100...400 мм. Максимальная осевая нагрузка на штоке – зависит от длины хода и лежит в пределах от 4 до 25 кг. Максимальная скорость линейного перемещения – 3 м/с, повторяемость выхода в заданную координатную точку –  $\pm 0,015$  мм. Рабочая температура – от 0 до +40° C.

В качестве ДОС используется магнитоимпульсный инкрементальный датчик относительного измерения, который закреплен вдоль наружной образующей несущего штока. Вес сервомодуля зависит от длины хода и находится в пределах от 4,7 до 15,3 кг, вес подвижных частей – от 1,4 до 5,0 кг.

Конструкция сервомодуля (рисунок 6.25) включает в себя профильный алюминиевый корпус 7, в котором с помощью четырех циркуляционных шариковых опор 8, расположенных попарно вдоль оси со смещением относительно диаметральной плоскости, смонтирован несущий стальной трубчатый шток 4, с продольными сферическими канавками на наружной поверхности под шарики циркуляционных опор 8.

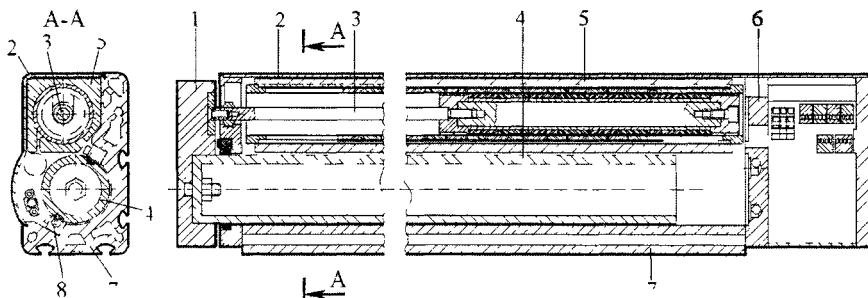


Рисунок 6.25 – Конструкция сервомодуля типа НМЕ

Передний конец несущего штока соединен с траверсой 7 для закрепления технологической оснастки, например, схватов или других модулей движения. С траверсой 1 также механически связан конец штока 3 подвижной реактивной части ЛЭД в виде пакета постоянных магнитов, размещенного внутри цилиндрического индуктора (статора). В задней части корпуса 7 закреплен электрический блок, имеющий присоединительный электрический разъем для связи с управляющим контроллером типа SFC-LAC.

Пример создания на базе данного сервомодуля манипулятора двухкоординатного промышленного робота показан на рисунке 6.26.

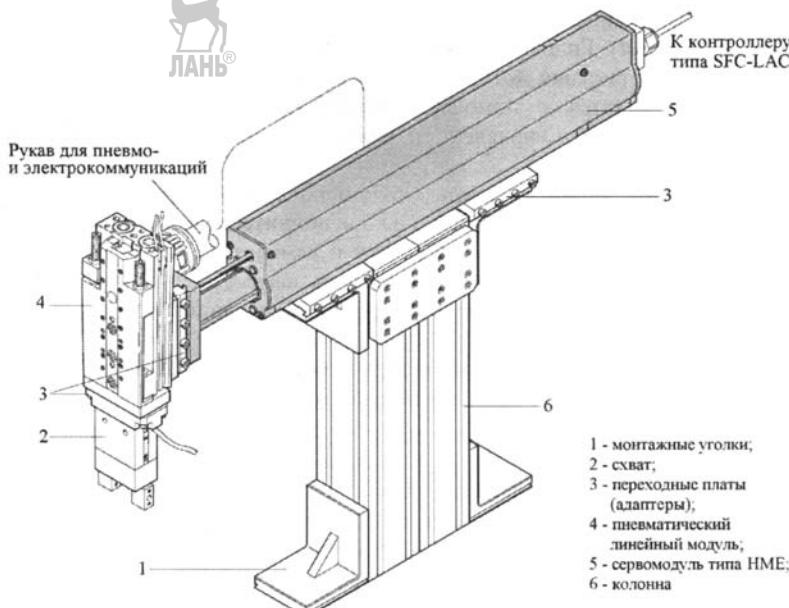


Рисунок 6.26 – Манипулятор ИР на базе сервомодуля типа НМЕ

#### 6.4. Математическое моделирование сервомодулей движения

При моделировании СМД с помощью Matlab&Simulink удобно использовать их обобщенную структуру (рис. 6.27). При этом каждое функциональное устройство, входящее в состав СМД, представляется в виде отдельного блока Simulink-модели, который соединен с остальными блоками соответствующими линиями связи.

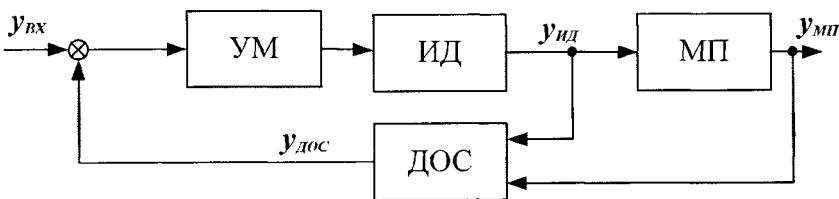


Рисунок 6.27 – Обобщенная структурная схема СМД

Математические модели электрических, механических и электромеханических устройств, входящих в состав СМД, рассмотрены в предыдущих главах. В данном разделе показано совместное применение описанных ранее моделей отдельных функциональных устройств для решения задач моделирования СМД.

##### 6.4.1. Математическое моделирование гидравлических сервомодулей

Для моделирования СМД с гидравлическими двигателями можно применять как пользовательские модели (разделы 3.9.2 и 4.5.3), так и специальные средства библиотеки SimHydraulics пакета программ Matlab&Simulink, содержащей набор блоков, на основе которых могут быть эффективно построены модели гидравлических систем.

**Пример.** Рассматривается задача моделирования гидравлического СМД, силовая часть которого представляет собой гидравлический цилиндр двустороннего действия (рисунок 6.4). Гидравлическая и электрическая схемы рассматриваемого СМД показаны на рисунке 6.28, а, б. Управление движением поршня гидроцилиндра осуществляется с помощью пропорционального 4/3-гидрораспределителя с электромагнитным управлением, к которому рабочая жидкость поступает через блок фильтров.

Для построения Simulink-модели СМД используются средства библиотеки SimHydraulics. В модели учитываются только исполнительные устройства, устройства управления потоками рабочей жидкости и измерительные элементы (ДОС). Устройства, предназначенные для поддержания параметров рабочей жидкости (фильтры, теплообменные аппараты и др.), при построении Simulink-модели не учитываются.

Simulink-модель рассматриваемого гидравлического СМД приведена на рисунке 6.28, в. Основные блоки рассматриваемой модели:

– *Double-Acting Cylinder* – блок моделирует гидравлический цилиндр двустороннего действия в соответствии с уравнениями (4.58), (4.76). Имеет два порта для подключения к рабочим выходам А и В пропорционального гидрораспределителя. Порты R и С – порты механической связи, соответствующие штоку цилиндра и механизму крепления цилиндра. Параметры гидроцилиндра, используемые при моделировании:  $S_1 = 100 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ ,  $S_2 = 50 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ ,  $l_{MAX} = 0.1 \text{ м}$ ,  $l_{MIN} = 0.01 \text{ м}$ ; условная масса подвижных частей гидроцилиндра  $m = 1 \text{ кг}$ ;

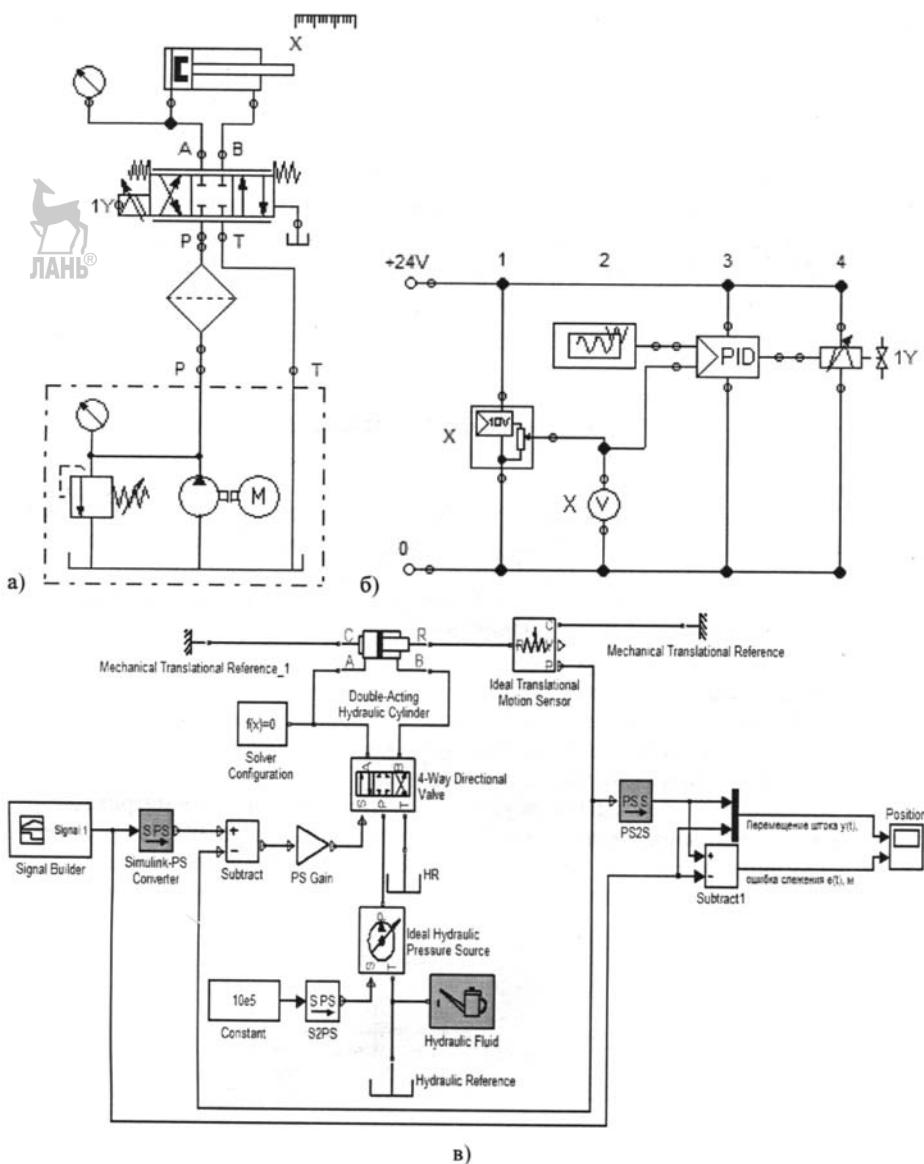


Рисунок 6.28 – Гидравлическая схема (а), электрическая схема (б) и Simulink-модель (в) гидравлического СМД

– *Ideal Translational Motion Sensor* – блок датчика генерирует два сигнала: V – скорость и P – перемещение подвижных частей СМД (штока гидроцилиндра), к которому подключен датчик. R и C – входы блока, подключаемые к выходному элементу СМД, скорость и перемещение которого измеряются;

– *4-Way Directional Valve* – моделирует 4/3-гидрораспределитель. Порты Р и Т – гидравлические порты, соответствующие входу (питанию) и выходу (сливу) распределителя. Порты А и В – входной и выходной рабочие гидравлические порты, подключаемые к исполнительному механизму. Порт S – для подачи управляющего сигнала;

– *Ideal Hydraulic Pressure Source* – моделирует идеальный источник гидродинамической энергии, достаточной для поддержания определенного давления на

выходе источника независимо от расхода, потребляемого системой. Порты T и P – входной и выходной гидравлический порт. Порт S используется для подачи управляющего сигнала на источник;

- *Simulink-PS Converter* – осуществляет преобразование величин Simulink-блоков стандартной библиотеки в физические величины блоков модели SimScape;
- *Hydraulic Fluid* – позволяет задавать тип рабочей жидкости из предлагаемого перечня, параметры жидкости будут подставлены автоматически;
- *Hydraulic Reference* – блок гидравлического референса моделирует воздействие на блоки модели атмосферного давления;
- *Mechanical Translational Reference* – представляет узловую точку, к которой должны быть присоединены все блоки, содержащие подвижные части, осуществляющие поступательное движение;
- *Signal Builder* – блок задатчика перемещения штока цилиндра.

В качестве исполнительного механизма в рассматриваемой схеме служит блок гидравлического цилиндра двустороннего действия – *Double-Acting Cylinder*, соединенный с пропорциональным 4/3-гидрораспределителем – блок *4-Way Directional Valve*, к которому рабочая жидкость поступает от идеального источника давления – блок *Ideal Hydraulic Pressure Source*. Для моделирования датчика положения поршня со штоком используется блок *Ideal Translational Motion Sensor*.

Как видно из приведенного описания, моделирование СМД проводится с использованием компонентов, учитывающих влияние реальных физических характеристик и величин, связывающих блоки модели. Такой подход для моделирования основан на передаче физической энергии от блока к блоку с учетом физических размерностей. Также есть возможность учитывать направление движения жидкости в системе. Это позволяет лучше понять сущность реального гидравлического СМД, для которого эта модель построена.

На рисунке 6.29 приведены результаты моделирования рассматриваемого СМД с помощью Simulink-модели, изображенной на рисунке 6.28. Из приведенных осциллограмм видно, как гидравлический СМД отрабатывает задающее воздействие. На верхних осциллограммах сплошная кривая соответствует положению

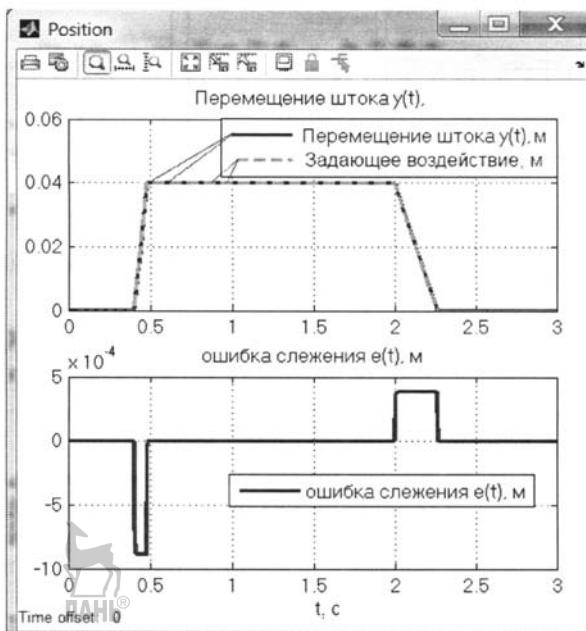


Рисунок 6.29 – Результаты моделирования СМД с гидравлическим цилиндром

штока гидроцилиндра двустороннего действия, штриховая кривая – задающему воздействию. Нижняя осциллограмма показывает характер изменения ошибки слежения СМД за задающим сигналом.

Видно, что СМД с высокой точностью отслеживает сигнал, задающий требуемое перемещение штока гидроцилиндра на расстояние  $y = 0.04$  м. Ошибка слежения в переходных режимах, то есть при выдвижении и втягивании штока, не превышает 0.9 мм, что составляет 2.25 % от задающего воздействия. Ошибка позиционирования штока СМД в установившемся режиме равна 0.5 мкм.



#### 6.4.2. Математическое моделирование пневматических сервомодулей

В пакете программ Matlab&Simulink нет готовых блоков, аналогичных блокам гидравлических элементов в библиотеке SimHydraulics, необходимых для моделирования пневматических СМД, поэтому их моделирование осуществляется с использованием отдельных стандартных блоков Simulink и пользовательских блоков, моделирующих работу функциональных частей СМД.

**Пример.** Рассматривается задача моделирования пневматического СМД поступательного движения с бесштоковым СД двустороннего действия (рисунок 6.3). Для измерения перемещений выходного звена – каретки используется потенциометрический ДОС. Управление движением поршня пневмоцилиндра осуществляется пропорциональным 5/3-пневмораспределителем с электромагнитным управлением. Пневматическая и электрическая схемы рассматриваемого СМД показаны на рисунке 6.30.

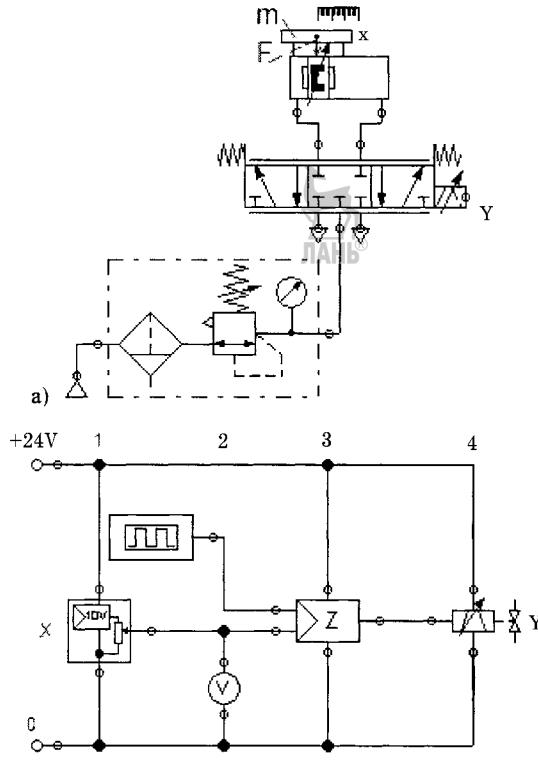


Рисунок 6.30 – Пневматическая (а) и электрическая (б) схемы бесштокового СМД

Simulink-модель рассматриваемого пневматического СМД приведена на рисунке 6.31, а. Основные блоки, входящие в состав модели:

- *2 way cylinder* – пользовательский блок, моделирует бесштоковый ПДП двустороннего действия;
- *Directional valve* – пользовательский блок, моделирует пневматический распределитель с пропорциональным управлением;
- *Pressure source* – пользовательский блок, моделирует источник сжатого воздуха;
- *Sensor* – пользовательский блок, моделирует потенциометрический ДОС;
- *Load* – моделирует полезную нагрузку на выходное звено (каретку) СМД;
- *Signal Builder* – блок задатчика перемещения каретки пневмоцилиндра.

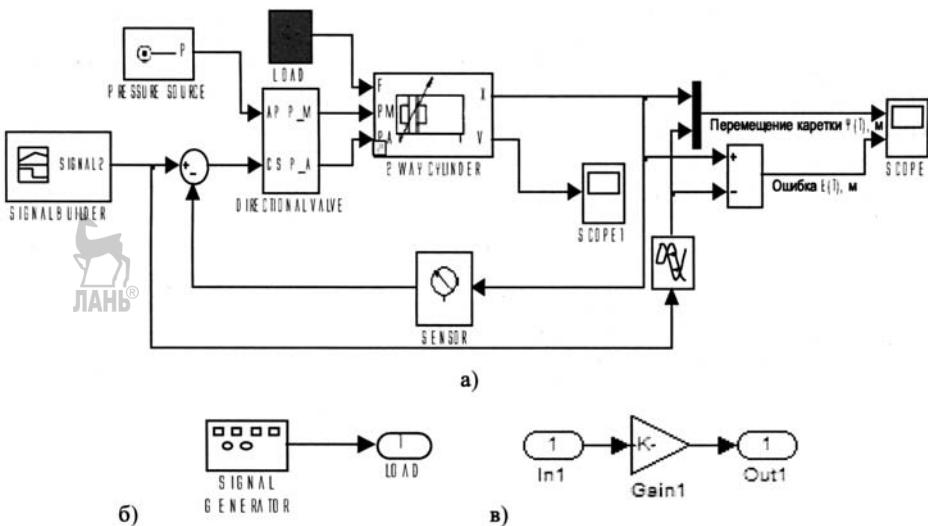


Рисунок 6.31 – Simulink-модель пневматического СМД с бесштоковым СД (а), подсистема с генератором сигналов (б) и подсистема с коэффициентом усиления (в)

Для моделирования бесштокового ПДП применяется пользовательский блок *2 way cylinder*, реализующий математическую модель ПДП двустороннего действия в соответствии с уравнениями (4.31), (4.32), (4.33) и (4.76). Указанные соотношения, записаны для штокового ПДП. При моделировании динамики бесштокового ПДП в этих уравнениях необходимо переменную  $S_2$  заменить на  $S_1$ , что будет соответствовать равенству площадей поршня в полости нагнетания и в полости выхлопа. Для моделирования приняты следующие параметры СМД: давление в полости нагнетания  $p_M = 0.4$  МПа, в полости выхлопа –  $p_A = 0.1$  МПа; максимально возможное перемещение каретки  $l_{MAX} = 0.5$  м, начальное положение каретки  $y_{01} = 0$ , масса подвижных частей пневмоцилиндра  $m = 1$  кг, площадь поршня  $S_1 = 79 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>, численные значения параметров сжатого воздуха при температуре  $T_M = 293$  К (20 °C) и давлении  $p_a = 101325$  Па:  $k = 1.4$ ;  $R = 287$  Дж/(кг·К).

Моделирование нагрузки осуществляется блоком *Load*, который создается путем маскирования подсистемы (раздел 3.9.2), состоящей из блока *Signal Generator* (рисунок 6.31, б) – генератор сигналов – формирует один из четырех видов сигналов: синусоидальный, прямоугольный, пилообразный и случайный (с использованием встроенного генератора случайных чисел). Величина сигнала на

выходе этого блока соответствует силе сопротивления  $F$  в уравнении динамики ПДП (4.31).

Для моделирования потенциометрического ДОС в виде безынерционного звена нулевого порядка с коэффициентом усиления  $K_D$  применяется пользовательский блок *Sensor*, который создается путем маскирования подсистемы, состоящей из усилительного звена *Gain* с коэффициентом  $K_D$  (рисунок 6.31, в).

Результаты моделирования содержат графики перемещения каретки рассматриваемого СМД, а также ошибку ее позиционирования (рисунок 6.32). На верхних осциллограммах сплошная кривая соответствует положению каретки, штриховая кривая – задающему воздействию. Нижняя осциллограмма показывает, как изменяется ошибка слежения за задающим сигналом. Видно, что СМД с высокой точностью отслеживает требуемое перемещение каретки пневмоцилиндра на расстояние  $y = 0,5$  м. Ошибка слежения, при перемещении каретки вперед и назад, не превышает 2 мм, что составляет 0,4 % от задающего сигнала и обусловлено наличием временной задержки. Ошибка позиционирования каретки СМД в установившемся режиме равна 12 мкм.

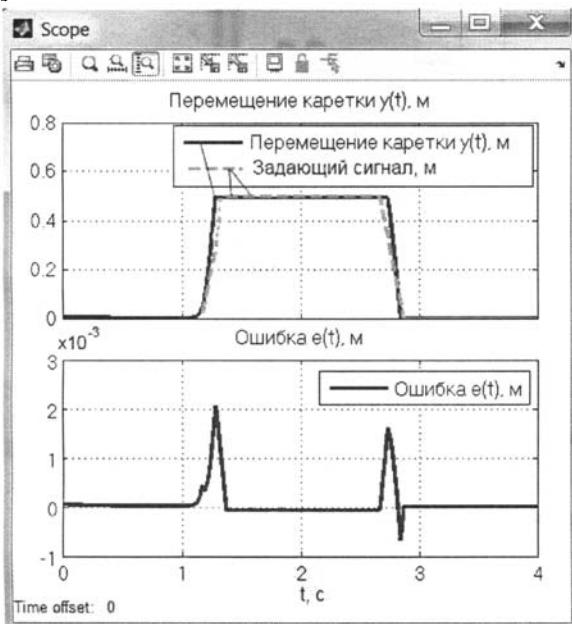


Рисунок 6.32 – Результаты моделирования пневматического бесштокового СМД

#### 6.4.3. Математическое моделирование электромеханических сервомодулей

При математическом моделировании электромеханических СМД, созданных на базе электрических СД и механических передач выходного сигнала рекомендуется использовать как стандартные средства Simulink, с помощью которых моделируются такие структурные элементы СМД как ПМ и ДОС, так и готовые блоки библиотеки SimPowerSystem пакета программ Matlab&Simulink, которые применяются для моделирования ЭД и усилителей мощности [9, 10, 54].

**Пример А.** Рассматривается электромеханический СМД построенный на базе асинхронного СД типа MTR-AS (рисунок 6.7). В корпусе СМД расположен шарико-винтовой механизм преобразования вращения выходного вала приводного СД в

поступательное перемещение выходного штока и связанной с ним наружной каретки, установленной в корпусе с помощью направляющих качения.

Кинематическая схема и Simulink-модель рассматриваемого СМД показаны на рисунках 6.33, а и 6.33, б, соответственно. Simulink-модель содержит следующие основные блоки:

- *AC Drive* – пользовательский блок, моделирует электрический СД типа MTR-AS;
- *3 Phase Voltage source* – блок библиотеки SimPowerSystem, моделирует трехфазный источник напряжения; описание данного блока дано в разделе 3.9.1;
- *demux* – пользовательский блок, предназначен для извлечения переменных состояния из вектора измеряемых переменных асинхронного СД;
- *Mechanic Transmission* – моделирует передаточный механизм в виде коэффициента усиления, равного передаточному отношению МП;
- *Signal Builder* – блок задатчика перемещения каретки.

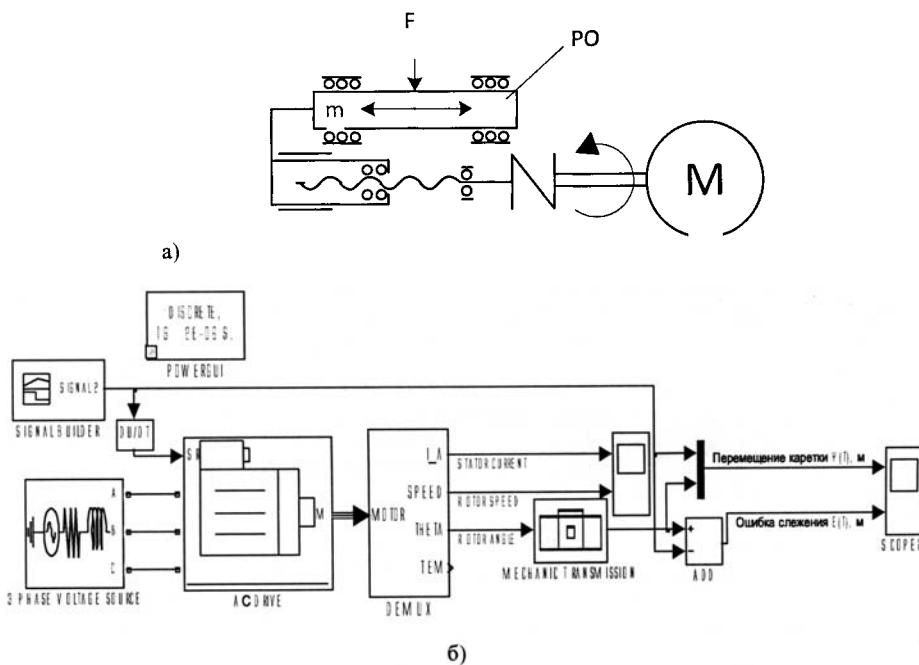


Рисунок 6.33 – Кинематическая схема (а) и Simulink-модель (б) электромеханического штокового СМД

Для моделирования асинхронного СД применяется пользовательский блок *AC Drive*. Данный блок создается путем маскирования подсистемы, Simulink-схема которой приведена на рисунке 6.34.

Эта подсистема включает в себя:

- *Asynchronous Machine* – блок библиотеки SimPowerSystem, моделирует приводной АИД в соответствии с уравнениями (3.187), (3.188);
- *Three-phase diode rectifier* – блок библиотеки SimPowerSystem (оригинальное название блока – *Universal Bridge*), моделирует трехфазный диодный выпрямитель [54]. На рисунке 6.35 приведены электрическая схема силовой части и окно ввода параметров данного блока, где указывается: число плеч моста (number of bridge arms); сопротивление (Snubber resistans) и емкость демпфирующей цепи (Snubber capacitance); вид полупроводниковых устройств (Power electronics device), где предусмотрены следующие варианты: Diodes – диоды, Thyristors – тиристоры,

GTO/Diodes – полностью управляемые тиристоры, шунтированные диодами, MOSFET/Diodes – MOSFET-транзисторы, шунтированные диодами, IGBT/Diodes – IGBT-транзисторы, шунтированные диодами, Ideal Switch – идеальные ключи; внутреннее сопротивление и индуктивность выбранного устройства ( $R_{on}$  и  $L_{on}$ ), соответственно, падение напряжения в прямом направлении (Forward voltage  $V_f$ );

– *Braking chopper* – блок библиотеки SimPowerSystem, моделирует цепь сброса энергии торможения АИД;

– *PWM Generator* – блок библиотеки SimPowerSystem, моделирует широтно-импульсный преобразователь;

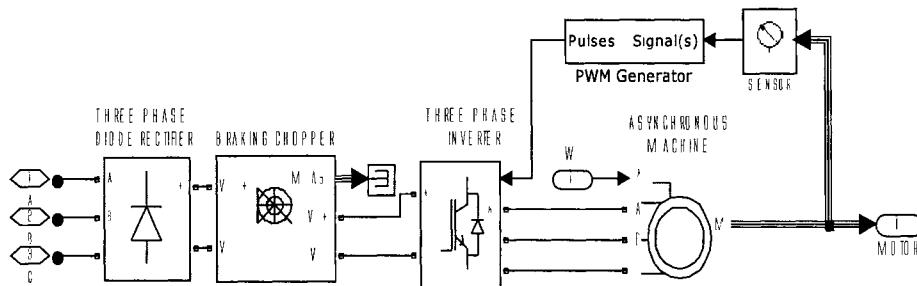


Рисунок 6.34 – Simulink-схема блока *AC Drive*

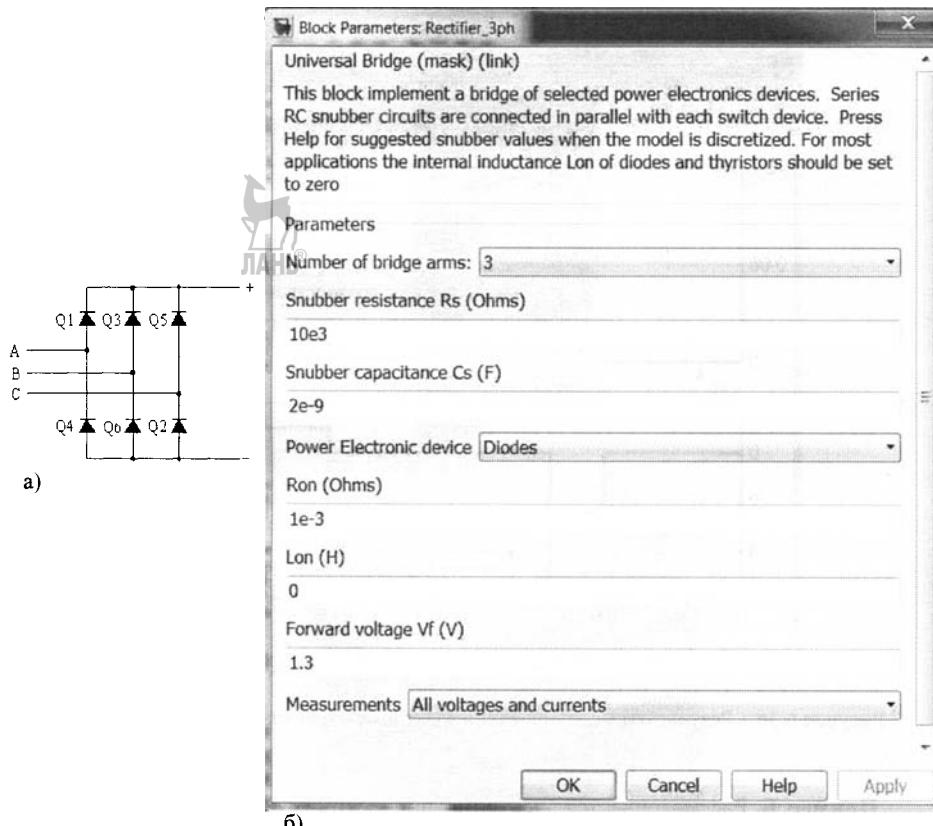


Рисунок 6.35 – Электрическая схема силовой части (а) и окно ввода параметров (б) блока *Universal Bridge*

– *Three-phase inverter* – блок библиотеки SimPowerSystem, моделирует трехфазный инвертор напряжения [54]. Данный блок является разновидностью блока *Universal Bridge*, в котором полупроводниковыми приборами моста выбраны IGBT-транзисторы;

– *Sensor* – пользовательский блок, моделирует ДОС, создается путем маскирования подсистемы с усилительным звеном (рисунок 6.31, в).

По аналогии с подсистемой, моделирующей ДОС, маскируется подсистема, представленная в виде звена с коэффициентом усиления  $K_{ПМ}$ , для шарико-винтового ПМ, преобразующего вращение выходного вала СД в поступательное перемещение штока и связанной с ним наружной каретки. Данная подсистема выделяется в пользовательский блок *Mechanic Transmission*. Величина  $K_{ПМ}$  характеризует передаточный коэффициент ПМ.

Результаты моделирования рассматриваемого электромеханического СМД показаны на рисунке 6.36. Здесь сплошной кривой обозначен сигнал задающего воздействия – требуемое перемещение каретки СМД, штриховой кривой – реальное перемещение каретки. Нижний график представляет собой ошибку отработки сервомодулем задающего воздействия. Видно, что СМД с высокой точностью отслеживает сигнал, задающий требуемое перемещение каретки на расстояние  $y = 0.1$  м. Ошибка слежения в переходных режимах, т.е. при перемещении каретки вперед и назад, не превышает 5 мкм, что составляет менее 0.01 % от задающего сигнала. Ошибка позиционирования в установившемся режиме не превышает 0.05 мкм.

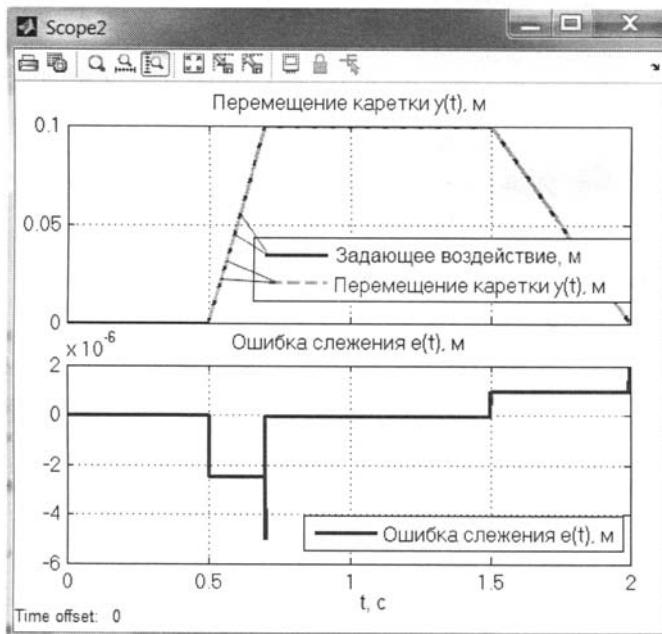


Рисунок 6.36 – Результаты моделирования электромеханического штокового СМД



**Пример Б.** Рассматривается электромеханический СМД, построенный на базе приводного СДВ с зубчато-ременным передаточным механизмом (рис.6.18). Крутящий момент от приводного СДВ (синхронного) передается через вал одному из зубчатых шкивов, приводящего в движение плоский зубчатый ремень, концы которого закреплены в натяжных механизмах каретки.

Кинематическая схема СМД показана на рисунке 6.37. Структура и внешний вид Simulink-модели рассматриваемого СМД подобны Simulink-модели электромеханического штокового СМД (рисунок 6.33, б).

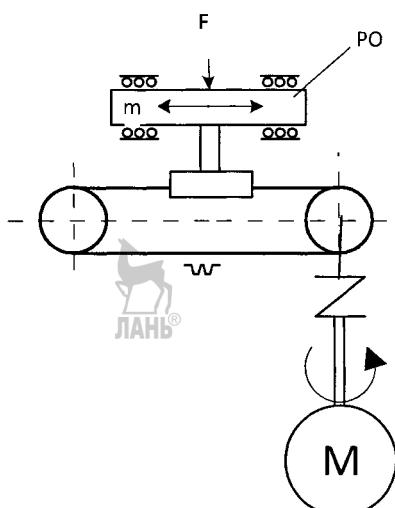


Рисунок 6.37 – Кинематическая схема электромеханического СМД с зубчато-ременным ПМ

Поскольку в качестве приводного ЭД используется СИД, то отличие Simulink-модели СМД с зубчато-ременным ПМ будет в пользовательском блоке *AC Drive* – вместо блока *Asynchronous Machine* включен блок *PM Synchronous Machine* из библиотеки *SimPowerSystems*, моделирующий СИД с постоянными магнитами (рисунок 6.38). Описание этого блока дано в разделе 3.9.1.3.2.

Для моделирования ДОС и ПМ используются пользовательские блоки *Sensor* и *Mechanic Transmission*, в параметрах которых нужно указать требуемые значения коэффициентов усиления  $K_D$  и  $K_{PM}$ , соответственно.

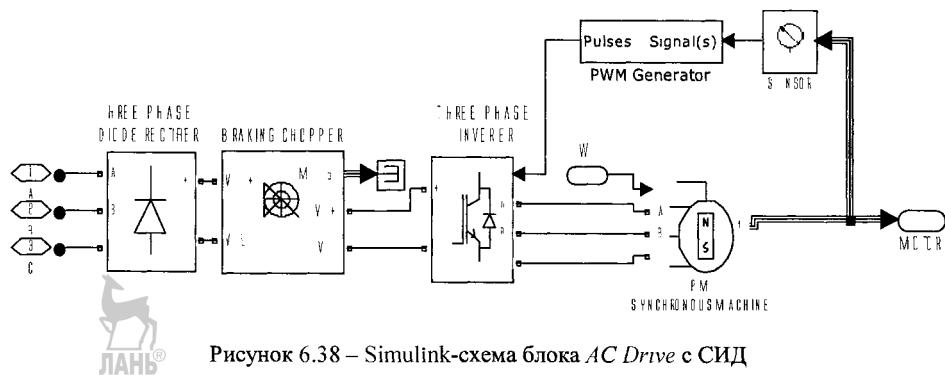


Рисунок 6.38 – Simulink-схема блока *AC Drive* с СИД

Результаты моделирования электромеханического СМД с зубчато-ременным ПМ при  $m = 1$  кг показаны на рисунке 6.39. Сплошной кривой обозначен сигнал задающего воздействия – требуемое перемещение каретки СМД, штриховой кривой – реальное перемещение каретки. Нижний график представляет собой ошибку отработки сервомодулем задающего воздействия. Видно, что СМД с высокой точностью отслеживает сигнал, задающий требуемое перемещение каретки на расстояние  $y = 0.25$  м. Ошибка слежения при перемещении каретки вперед и

назад, не превышает 2 мкм, что составляет менее 0.01 % от задающего сигнала. В установившемся режиме ошибка позиционирования равна 0.05 мкм.

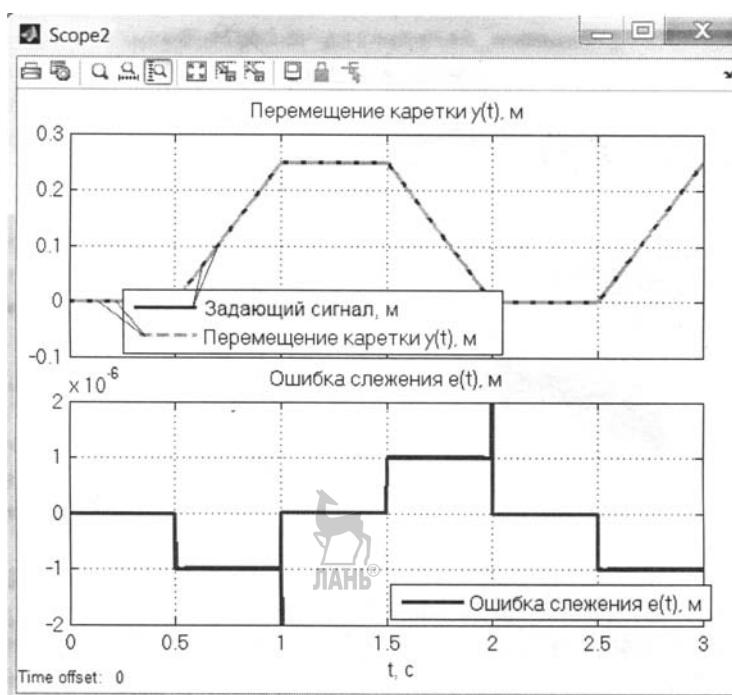


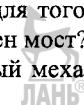
Рисунок 6.39 – Результаты моделирования электромеханического СМД с зубчато-ременным ПМ

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Почему сервомодули следящих приводов относятся к механотронным модулям движения?
2. Какая роль отводится внешним направляющим, используемым в составе сервомодулей на основе пневматических штоковых СДП?
3. Какими преимуществами обладают СМД со встроенными ДОС?
4. Какие функциональные элементы входят в состав гидравлических СМД?
5. Какие варианты компоновок применяются при создании электромеханических СМД с винтовыми ПМ?
6. Какое условие должно выполняться при одновременном действии на выходной шток электромеханического СМД нескольких внешних сил и моментов?
7. Какие конструктивные решения позволяют увеличить нагрузочные характеристики штоковых винтовых СМД?
8. Какими конструктивными решениями достигается силовая разгрузка подводка бесштоковых шариковинтовых СМД?
9. Какую функцию выполняют пассивные направляющие в составе манипуляционных систем технологического оборудования?



10. Как обеспечивается оппозитное перемещение кареток в двухкареточном зубчато-ремённом СМД?
11. Какими достоинствами обладают консольные зубчато-ремённые СМД?
12. Какие интерфейсы применяются для управления линейными электромеханическими СМД?
13. Какими возможностями обладает пакет Matlab для моделирования гидравлических СМД?
14. Какие особенности специальных блоков библиотеки SimHydraulics, свойственны процедуре построения Simulink-модели гидравлического СМД?
15. Что такое «пользовательский блок»? Как он создается?
16. С какой целью в Simulink-модели гидравлического СМД применяется блок *Ideal Translational Motion Sensor*?
17. Чем объясняется необходимость разработки пользовательских блоков для моделирования пневматических СМД?
18. Какие параметры модели штокового ПДП двустороннего действия необходимо изменить, чтобы модель соответствовала бесштоковому ПДП?
19. Какие параметры блока *Universal Bridge* необходимо изменять для того, чтобы указать вид полупроводниковых устройств, на базе которых построен мост?
20. Что представляет собой подсистема, моделирующая передаточный механизм?



## Библиографический список

1. Алиев И.И. Асинхронные двигатели в трехфазном и однофазном режимах / И.И. Алиев. — М.: Радио Сифт, 2004. — 125 с.
2. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: учебник для вузов / Т.М. Башта. — М.: Машиностроение, 1974. — 606 с.
3. Благонравов А.А. Механические бесступенчатые передачи нефрикционного типа / А.А. Благонравов. — М.: Машиностроение, 1977. — 143 с.
4. Бриндли К. Измерительные преобразователи: справочное пособие: пер. с англ. / К. Бриндли. — М.: Энергоатомиздат, 1991. — 144 с.
5. Брускин Д.Э. Электрические машины и микромашины: учеб. пособие / Д.Э. Брускин, А.Е. Зарохович, В.С. Хвостов. — М.: Высш. шк., 1971. — 432 с.
6. Вибрационные преобразователи движения / Р.Ю. Бансаявичюс, А.К. Бубулис, Р.А. Волченкова, Р.Э. Курило: под ред. К.М. Рагульскиса. — Л.: Машиностроение, 1984. — 64 с.
7. Вильнер Я.М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалев, Б.Б. Некрасов. — Минск: Вышеш. шк., 1976. — 416 с.
8. Геращенко А.Н. Пневматические, гидравлические и электрические приводы летательных аппаратов на основе волновых исполнительных механизмов: учеб. пособие / А.Н. Геращенко, С.Л. Самсонович; под ред. А.М. Матвеенко. — М.: Машиностроение, 2006. — 392 с.
9. Герман-Галкин С.Г. Компьютерное моделирование полупроводниковых систем в MATLAB 6.0: учебное пособие / С.Г. Герман-Галкин. — СПб.: КОРОНА прнт, 2001. — 320 с.
10. Герман-Галкин С.Г. Matlab & Simulink. Проектирование мехатронных систем на ПК / С.Г. Герман-Галкин. — СПб: Корона-Век, 2008. — 368 с.
11. Герц Е.В. Расчет пневмоприводов: справочное пособие / Е.В. Герц, Г.В. Крейнин. — М.: Машиностроение, 1975. — 272 с.
12. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта [и др.]. — 2-е изд., перераб. — М.: Машиностроение, 1982. — 423с.
13. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика: підручник / В.О. Федорець, М.Н. Педченко, В.Б. Струтинський [та ін.]; за ред. В.О. Федорця. — К.: Вища шк., 1995. — 463 с.
14. Глузман И.А. Пьезокерамика / И.А. Глузман. — М.: Энергия, 1972. — 288 с.
15. Гумен В.Ф. Следящий шаговый электропривод / Гумен В.Ф., Т.В. Калиновская. — Л.: Энергия, Ленингр. отд-ние, 1980. — 168 с.
16. Джагупов Р.Г. Пьезокерамические элементы в приборостроении и автоматике / Р.Г. Джагупов, А.А. Ерофеев. — Л.: Машиностроение, 1986. — 256 с.
17. Дмитриев В.Н. Основы пневмоавтоматики / В.Н. Дмитриев, В.Г. Градецкий. — М.-Л.: Машиностроение, 1965. — 268 с.
18. Донской А.В. Ультразвуковые электротехнические установки / А.В. Донской, О.К. Келлер, Т.С. Кратыш. — Л.: Энергоиздат, 1982. — 208 с.
19. Донской А.С. Математическое моделирование процессов в пневматических приводах: учеб. пособие / А.С. Донской. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. — 121 с.
20. Зеленецкий С.Б. Ротационные пневматические двигатели / С.Б. Зеленецкий, Е.Д. Рябков, А.Г. Макаров. — Л.: Машиностроение, 1976. — 240 с.
21. Иванов М.Н. Детали машин: учеб. для студентов втузов / М.Н. Иванов; под ред. В.А. Финагенова. — 6-е изд., перераб. — М.: Высш. шк., 2000. — 383 с.

22. Ижеля Г.И. Линейные асинхронные двигатели / Г.И. Ижеля, С.А. Ребров, А.Г. Шаповаленко. — К.: Техніка, 1975. — 136 с.
23. Каталог AZ Técnica, Rexroth, Bosch Group. — 2010. — <http://act.kiev.ua>
24. Кенио Т. Шаговые двигатели и их микропроцессорные системы управления / Т. Кенио; пер. с англ. — М.: Энергоатомиздат, 1987. — 200 с.
25. Кислицин А.Л. Машины постоянного тока. Учеб. пособие / А.Л. Кислицин. — Ульяновск: УлГТУ, 2000. — 99 с.
26. Ключев В.И. Теория электропривода: учеб. для вузов / В.И. Ключев. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Энергоматиздат, 1998. — 704 с.
27. Копылов И.П. Электрические машины: учебник для вузов / И.П. Копылов. — М.: Высш.шк., 2004. — 607 с.
28. Промышленные роботы: конструирование, управление, эксплуатация / В.И. Костюк, А.П. Гавриш, Л.С. Ямпольский, А.Г. Карлов. — К.: Вища школа, 1985. — 359 с.
29. Кочергин В.В. Следящие системы с двигателем постоянного тока / В.В. Кочергин. — Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. отд., 1988. — 168 с.
30. Кукин Н.Г. Детали машин. Учебник / Н.Г. Кукин, Г.С. Кукина, В.К. Житков. — 8-е изд., стер. — М.: Высшая шк., 2008. — 406 с.
31. Кухлинг Х. Справочник по физике: Пер. с нем., 2-е изд. / Х. Кухлинг. — М.: Мир, 1985. — 520 с.
32. Лавриненко В.В., Пьезоэлектрические двигатели / В.В. Лавриненко, И.А. Карташев, В.С. Вишневский. — М.: Энергия, 1980. — 112 с.
33. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением / В.А. Лещенко. — М.: Машиностроение, 1975. — 288 с.
34. Лихачев В.Л. Электродвигатели асинхронные / В.Л. Лихачев. — М.: Солон-Р, 2002. — 304 с.
35. Металлорежущие системы машиностроительных производств: учеб. пособие / О.В. Таратынов, Г.Г. Земсков И.М. Баранчукова [и др.]; Под ред. Г.Г. Земскова, О.В. Таратынова. — М.: Высш. шк., 1988. — 464 с.
36. Металлорежущие станки и автоматы: учебник / Под ред. А.С. Проникова. — М.: Машиностроение, 1981. — 479 с.
37. Микроимпульсный измеритель пути BTL: Каталог / Balluff GmbH, 73765 Neuhausen a.d.F, Deutschland. — 2005. — 60 с.
38. Михайлов О.П. Автоматизированный электропривод станков и промышленных роботов: учебник для вузов / О.П. Михайлов. — М.: Машиностроение, 1990. — 304 с.
39. Наземцев А.С. Гидравлические и пневматические системы. Часть 1. Пневматические приводы и средства автоматизации: учеб. пособие. / А.С. Наземцев. — М.: ФОРУМ, 2004. — 240 с.
40. Основы проектирования следящих систем / Под ред. Н.А. Лакоты. — М.: Машиностроение, 1978. — 391 с.
41. Павлов Б.И. Механизмы приборов и систем управления / Б.И. Павлов. — Л.: Машиностроение, 1972. — 232 с.
42. Пашков Е.В. Промышленные механотронные системы на основе пневмо-привода: учебн. пособие / Е.В. Пашков, Ю.А. Осинский. — Севастополь: СевНТУ, 2007. — 401 с.
43. Пашков Е.В. Электропневмоавтоматика в производственных процессах: учеб. пособие / Е.В. Пашков, Ю.А. Осинский, А.Л. Четверкин; Под ред. Е.В. Пашкова. — 2-е изд., перераб и доп. — Севастополь: СевНТУ, 2003. — 496 с.
44. Пневмоавтоматические устройства и системы в машиностроении: справочник / Е.В. Герц, А.И. Кудрявцев; О.В. Ложкин [и др.]; Под общ. ред. Е.В. Герц. — М.: Машиностроение, 1981. — 408 с.

45. Подольцев А.Д. Моделирование работы трехфазного линейного синхронного двигателя колебательного движения в пакете Matlab/Simulink / А.Д. Подольцев, Р.П. Бондарь // Електротехніка і електромеханіка. — 2010. — № 6. — С. 31–34.
46. Попов Е.П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем / Е.П. Попов, И.П. Пальтов. — М.: Наука, 1960. — 92 с.
47. Промышленная робототехника / А.В. Бабич, А.Г. Баранов, И.В. Калабин [и др.]; Под ред. Я.А. Шифрина. — М.: Машиностроение, 1982. — 415 с.
48. Пуш В.Э. Автоматические станочные системы / В.Э. Пуш, Р. Пигерт, В.Л. Сосонкин; Под ред. В.Э. Пуша. — М.: Машиностроение, 1982. — 319 с.
49. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков / В.Э. Пуш. — М.: Машиностроение, 1977. — 390 с.
50. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В.К. Свешников. — 5-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 2008. — 640 с.
51. Системы управления автоматических машин / А.Н. Рабинович. — К.Б Техніка, 1973. — 440 с.
52. Следящие приводы: В 3 т., 2-е изд. / Под ред. Б.К. Чемоданова. Т. 1: Теория и проектирование следящих приводов / Е.С. Блейц, А.В. Зимин, Е.К. Иванов [и др.]. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. — 904 с.
53. Усольцев А.А. Векторное управление асинхронными двигателями / А.А. Усольцев. — СПб.: СТУ, 2002. — 40 с.
54. Черных И.В. Моделирование электротехнических устройств в MATLAB, SimPowerSystems и Simulink / И.В. Черных. — М.: ДМК Пресс, 2008. — 288 с.
55. Шрейнер Р.Т. Математическое моделирование электроприводов переменного тока с полупроводниковыми преобразователями частоты / Р.Т. Шрейнер. — Екатеринбург: УРО РАН, 2000. — 654 с.
56. Электронный каталог продукции фирмы "Omron"/Rotary Encoders — <http://search.epnet.com>.
57. Юферов Ф.М. Электрические машины автоматических устройств:учебн. для вузов / Ф.М. Юферов. — М.: Высш.шк., 1988. — 479 с.
58. Acarnley P. Stepping Motors - A guide to theory and practice. 4th edition / P. Acarnley. — L.: The Institution of Electrical Engineers, 2002. — 159 p.
59. Automation technology – Electrical components: Catalogue, Festo AG&Co.KG,P.O. Box 73734 — Esslingtn, German, 2010/11 Issue. — 1055 p.
60. Boldea I. Linear electric actuators and generators / I. Boldea, Sayed A. Nasar. — Cambridge: Cambridge University Press, 1997. — 237 p.
61. Hoang Le Huy. Design and implementation of a versatile stepper motor model for simulink's SimPowerSystems / Hoang Le Huy, P. Brunelle, G. Sybille // Proceedings of International Symposium on Industrial Electronics. — 2008. — P. 437–442.
62. Katalog HIWIN GmbH, Brücklesbünd, 2, D-77654, Ofjenburg, Deutscland.
63. Katalog Motek spezial. — [www.Hiwin.de](http://www.Hiwin.de), [www.Automationnet.DE](http://www.Automationnet.DE).
64. Katalog No 235 – 8 G, TNK GmbH European Headquarters Hubert-Wollenberg-Str. 13-15, D-40878, Ratingen, Deutschland.
65. Katalog No 312 – 2 G, TNK GmbH, Hubert-Wollenberg-Str. 13-15. D-40878, Ratingen, Deutschland.
66. Kuo B.C. Modeling and Simulation of Variable-Reluctance Step Motors with Application to a High-Performance Printer System / B.C. Kuo // IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRY APPLICATIONS. — 1975. — Vol. IA-11, N 4. — P. 373–383.
67. Kuo B.J. Theory and Applications of Step Motors / B.J. Kuo. — NY.: West Publishing Co., 1974. — 376 p.
68. Matlab R2011b SimPowerSystems toolbox documentation
69. Morar A. Stepper motor model for dynamic simulation / A. Morar // University of Targue-Mures. — 2003. — Vol. 44, N 2. — P. 117–122.

70. Offen Linear messsysteme. Kompaktbaureihe. LIK 21\$ 22\$ 23 – D – d 03/03./Numerik Jena GmbH, D-07745. — Jena, Germany, 2003. – 7 s.
71. Positionning Stage XY 35/35 GL/WWW.lpkf-mc.de.
72. Products 2004/05: In 7 Volumes – Festo AG&Co.KG, D-73734, Esslingen, Germany.
73. Rotary Encoder Sestem. Compact Model Range. RIK-D-e-03/2004./Numerik Jena GmbH, D-07743 Jena, Germany, 2004.- 8s.
74. Running on air bearing: Linear motor axis ELGL/WWW.festo.com.
75. The magnetostrictive position sensors/MTS Sensor Technologic, GmbH&Co.KG,D-58513. — Lüdenscheid, Germany, 2002. — 8 p.



Пашков Е.В., Крамарь В.А., Кабанов А.А. Пашков Е.В., Крамарь В.А., Кабанов А.А. — Следящие приводы промышленного технологического оборудования

Евгений Валентинович ПАШКОВ,  
Вадим Александрович КРАМАРЬ,  
Алексей Александрович КАБАНОВ

## СЛЕДЯЩИЕ ПРИВОДЫ ПРОМЫШЛЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Учебное пособие

Издание второе, стереотипное



Зав. редакцией инженерно-технической  
литературы Т. Ф. Гаврильева  
Выпускающие Н. А. Крылова, Т. С. Симонова

ЛР № 065466 от 21.10.97  
Гигиенический сертификат 78.01.07.953.П.007216.04.10  
от 21.04.2010 г., выдан ЦГСЭН в СПб  
  
Издательство «ЛАНЬ»  
lan@lanbook.ru; www.lanbook.com  
192029, Санкт-Петербург, Общественный пер., 5.  
Тел./факс: (812) 412-29-35, 412-05-97, 412-92-72.  
Бесплатный звонок по России: 8-800-700-40-71

Подписано в печать 20.02.15.  
Бумага офсетная. Гарнитура Школьная. Формат 70×100 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Печать офсетная. Усл. п. л. 29,90. Тираж 500 экз.

Заказ № .

Отпечатано в полном соответствии  
с качеством предоставленных материалов  
в ОАО «ИПК «Чувашия»».  
428019, г. Чебоксары, пр. И. Яковлева, д. 13.  
Тел.: (8352) 56-00-23