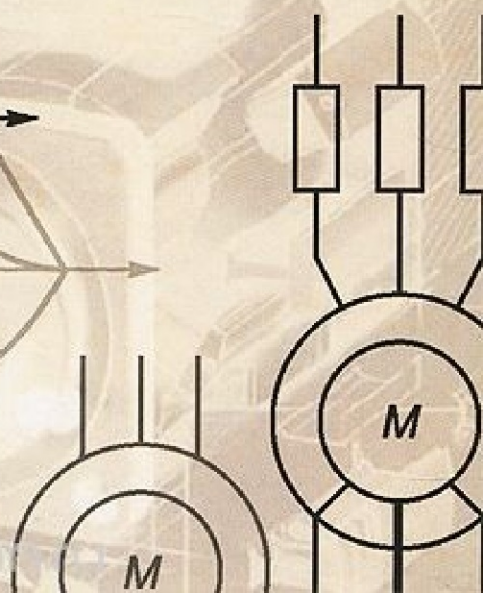
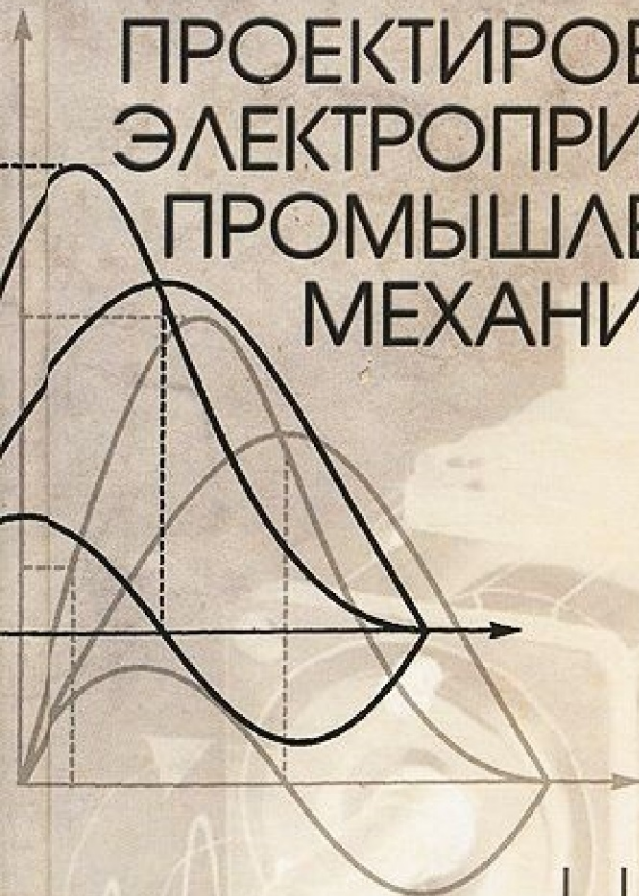


Ю. М. Фролов, В. П. Шелякин

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ПРОМЫШЛЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ



Ю. М. ФРОЛОВ, В. П. ШЕЛЯКИН

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ПРОМЫШЛЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ

*РЕКОМЕНДОВАНО
УМО вузов РФ по агроинженерному образованию в качестве
учебного пособия для студентов вузов,
обучающихся по направлению «Агроинженерия»*

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ •
МОСКВА •
КРАСНОДАР •
2014 •



ББК 31.291я73

Ф 91

Фролов Ю. М., Шелякин В. П.

Ф 91 Проектирование электропривода промышленных механизмов: Учебное пособие. — СПб.: Издательство «Лань», 2014. — 448 с.: ил. — (Учебники для вузов. Специальная литература).

ISBN 978-5-8114-1571-7

Учебное пособие содержит сведения и рекомендации по проектированию силовых электроприводов технических установок, широко применяющихся в промышленном и сельскохозяйственном производствах, проиллюстрированные достаточным количеством примеров. Приведены методики расчета электроприводов, учитывающие конструктивные особенности механизмов и специфику их технологических режимов работы. Изложены статические и динамические свойства электроприводов, способы их регулирования, сведения о перспективных направлениях развития системы управления электроприводами для поиска оптимального варианта управления электроприводом.

Данное учебное пособие составлено для студентов, обучающихся по направлению «Агроинженерия», профилю «Электрификация и автоматизация сельского хозяйства», а также по направлению «Электротехника, электромеханика и электротехнологии», профилям «Электропривод и автоматика промышленных установок и технологических комплексов» и «Электромеханика», и будет полезно специалистам, занимающимся на производстве с электрическим приводом.

ББК 31.291я73

Рецензенты:

В. В. КАРТАВЦЕВ — кандидат технических наук, доцент, зав. кафедрой электрификации сельского хозяйства Воронежского государственного аграрного университета им. Петра I;

А. Н. АННЕНКОВ — доктор технических наук, профессор Международного института компьютерных технологий (Воронеж).

Обложка

Е. А. ВЛАСОВА

*Охраняется законом РФ об авторском праве.
Воспроизведение всей книги или любой ее части
запрещается без письменного разрешения издателя.
Любые попытки нарушения закона
будут преследоваться в судебном порядке.*

© Издательство «Лань», 2014

© Ю. М. Фролов, В. П. Шелякин,
2014

© Издательство «Лань»,
художественное оформление, 2014

ПРЕДИСЛОВИЕ

Широкое внедрение электрического привода во все отрасли промышленности и сельского хозяйства, а также всевозрастающие требования к статическим и динамическим характеристикам электропривода предъявляют повышенные требования к эксплуатирующему персоналу и профессиональной подготовке студентов, которые в своей предстоящей деятельности будут заниматься электрическим приводом. Важное место в этой подготовке занимает курсовое и дипломное проектирование, где студент закрепляет полученные теоретические знания и приобретает практические навыки расчета мощности электропривода и выбора схемы управления им в зависимости от технологических требований и конструктивных особенностей производственного механизма. Рекомендации по проектированию электропривода приводятся в нескольких разделах данного учебного пособия.

Учебное пособие построено таким образом, чтобы студент, изучающий материал, ознакомился с основными положениями определения мощности электродвигателя, режимом его работы, технологическими и конструктивными особенностями механизма, способами управления электроприводом и схемными решениями реализации этих способов.

Так, в первой главе приведены основные положения методики расчета мощности электродвигателей силовых электроприводов металлорежущих станков, во второй главе аналогичный материал рассмотрен применительно

к подъемно-транспортным устройствам. В третьей главе изложены сведения по методике расчета установок, технологический процесс которых связан с прессованием, в четвертой главе приведены методы расчета электроприводов насосных установок. Вопросы определения мощности электродвигателей для различных механизмов машин, предназначенных для землеройных работ, рассмотрены в пятой главе. В этих пяти главах приводятся примеры, облегчающие усвоение предлагаемого материала.

В шестой главе рассмотрены динамические свойства электроприводов с учетом особенностей механической части производственных механизмов. Методам расчета статических характеристик регулируемых электроприводов переменного и постоянного тока, а также их сравнительной оценке посвящена седьмая глава. И, наконец, в заключительной главе применительно к ранее изложенным технологическим требованиям и конструктивным особенностям механизмов рассмотрены современные системы управления электроприводами переменного и постоянного тока.

В учебном пособии приведены приложения, которые будут полезны студентам при выполнении учебного проектирования.

1

РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Важную роль в современном производстве играют металлорежущие станки. В связи с этим большое значение имеет правильный выбор электродвигателя для приводов этих станков, так как завышение мощности на несколько киловатт приведет к большому перерасходу энергии в масштабах страны, что в настоящих условиях обернется снижением конкурентоспособности станков из-за большего расхода энергии при прочих равных параметрах станка.

Металлорежущие станки могут быть классифицированы по различным признакам [1]:

1) в зависимости от технологического процесса, определяющего способ обработки, формы образуемой поверхности, характера движения, вида инструмента и заготовки станки подразделяют на группы, основными из которых являются станки строгальные, токарные, фрезерные, сверлильно-расточные, шлифовальные;

2) по степени универсальности различают универсальные, специализированные и специальные станки;

3) универсальные станки (общего назначения) используются для обработки деталей широкой номенклатуры, ограниченной лишь предельными габаритами, набором инструмента и технологическими операциями;

4) специализированные станки используются для обработки однотипных деталей (труб, муфт, коленчатых валов и др.) в определенном диапазоне размеров.

Специальные станки применяют для обработки одной определенной детали, реже — нескольких однотипных деталей.

По степени точности обработки станки делят на пять классов:

1) нормальной точности (Н); к этому классу относятся большинство универсальных станков;

2) повышенной точности (П); при изготовлении станков этого класса на базе станков нормальной точности предъявляются повышенные требования к точности обработки ответственных деталей, качеству сборки и регулировки станка;

3) высокой точности (В), достигаемой за счет специальной конструкции отдельных узлов, высоких требований к точности изготовления деталей, качеству сборки и регулировки станка в целом;

4) особо высокой точности (А), при изготовлении которых предъявляются еще более жесткие требования, чем при изготовлении станков класса В;

5) особо точные (прецизионные) станки (С).

Для обеспечения точности работы станков классов В, А и С необходимым условием является поддержание в производственных помещениях значений температуры и влажности постоянными и автоматически регулируемые.

По степени автоматизации различают механизированные и автоматизированные станки (автоматы и полуавтоматы):

1) механизированный станок имеет одну автоматизированную операцию (например, зажим заготовки или подачу инструмента);

2) автомат, осуществляя обработку, производит все рабочие и вспомогательные движения цикла технологической операции и повторяет их без участия человека;

3) полуавтомат — станок, работающий с автоматическим циклом, для повторения которого требуется вмешательство человека (снятие детали и установка новой заготовки).

По расположению шпинделя станки делятся на горизонтальные, вертикальные, наклонные и комбинированные.

В зависимости от габаритов и массы обрабатываемой детали различают станки нормальные (до 1 т), крупные

(до 30 т), тяжелые (до 100 т), особо тяжелые или уникальные (более 100 т).

Обработка изделий на металлорежущих станках — это придание заготовке поверхности необходимой формы и необходимых размеров путем перемещения режущей кромки инструмента относительно заготовки или, наоборот, заготовки относительно режущей кромки инструмента. Требуемое относительное перемещение создается сочетанием движений инструмента и заготовки. Это движение называется основным (рабочим). Его разделяют на главное движение, за счет которого инструмент производит резание детали, и движение подачи, обуславливающее перемещение инструмента или обрабатываемой детали для снятия нового слоя металла. Главное движение и движение подачи могут быть вращательными и поступательными и совершаться как заготовкой, так и инструментом.

Технологические условия нагрузки характеризуются зависимостью мощности или момента нагрузки от скорости механизма. Некоторые механизмы, например главный привод токарного станка, требуют регулирования скорости почти во всем диапазоне регулирования при постоянной мощности; другие, например приводы подач, — при постоянном моменте; третьи, такие как главный привод продольно-строгального станка, в одной части диапазона регулирования — при постоянной мощности, в другой части — при постоянном моменте.

1.2. СТРОГАЛЬНЫЕ СТАНКИ

В группу строгальных станков входят поперечно-строгальные, продольно-строгальные и долбежные станки. Характерная особенность строгальных станков — возвратно-поступательное перемещение резца или детали с режимом строгания при прямом ходе и осуществление прерывистой поперечной подачи после каждого одинарного или двойного хода резца или детали [2].

Общий вид продольно-строгального станка приведен на рисунке 1.1. На этих станках обрабатываемое изделие 1 закрепляют на столе 2, совершающем возвратно-

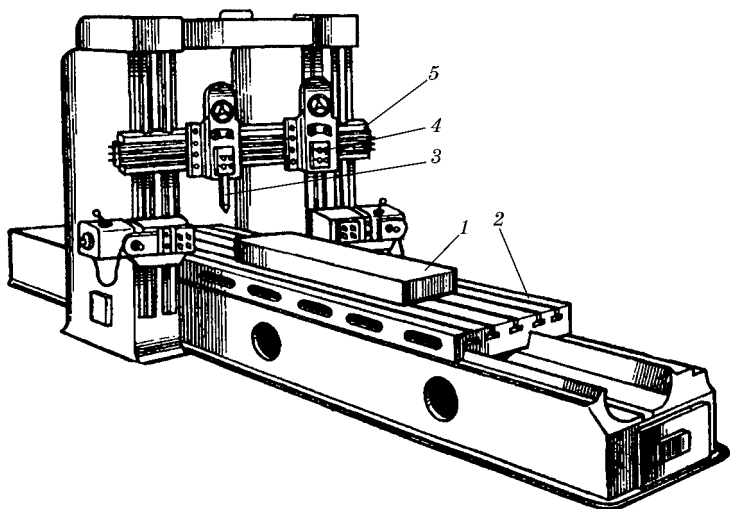


Рис. 1.1

Общий вид продольно-строгального станка:

1 — обрабатываемое изделие; 2 — стол; 3 — резец; 4 — суппорт; 5 — траверс.

поступательное движение, а резец 3, закрепленный на вертикальном суппорте 4, установленном на траверсе 5, остается неподвижным. Процесс строгания производится при прямом рабочем ходе стола, а при обратном ходе резец поднимается. После каждого обратного хода стола резец перемещается в поперечном направлении, обеспечивая поперечную подачу. Продольное перемещение стола при рабочем ходе является главным движением, привод — главным приводом станка, перемещение резца — движением подачи. Вспомогательными движениями являются быстрые перемещения траверсы и суппортов станка, подъем резца при обратном ходе стола и наладочные операции.

На продольно-строгальных станках осуществляется строгание больших деталей. Такие станки выпускаются разных размеров с длиной стола 1,5...12 м. В зависимости от длины стола различают: станки небольших размеров — при длине стола $L_{ст}$ до 3...4 м с тяговым усилием $F_{тяг} \leq 30...50$ кН, средних размеров — при $L_{ст} \leq 5$ м, $F_{тяг} = 50...70$ кН, и тяжелые станки — с $L_{ст} > 5$ м, $F_{тяг} > 70$ кН [2].

Кинематическая схема

Кинематическая схема продольно-строгального станка приведена на рисунке 1.2. Движение от электродвигателя M (поз. 1) через редуктор 2 и вал с жесткостью упругой деформации C передается на шестерню 3, связанную с реечной шестерней 4, осуществляющей возвратно-поступательное движение стола 5.

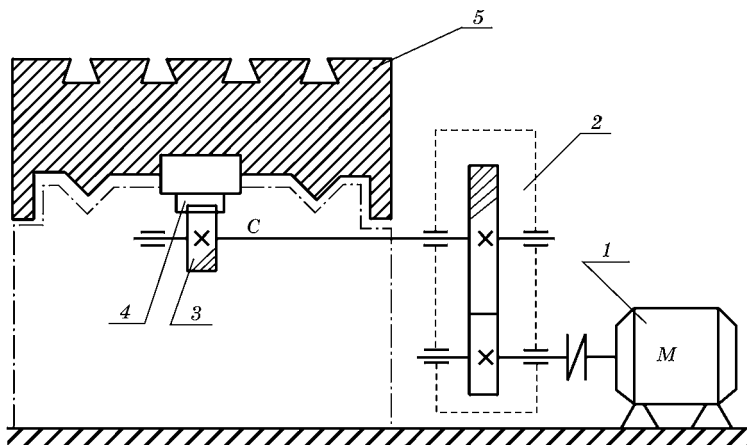


Рис. 1.2

Кинематическая схема продольно-строгального станка:

1 — электродвигатель; 2 — редуктор; 3, 4 — шестерня; 5 — стол.

1.2.1. Технологический процесс обработки детали

Скорость перемещения стола относительно резца при рабочем ходе называют скоростью резания. Она зависит от вида обработки и материала изделия. Различают черновую и чистовую обработку детали, которые отличаются скоростью и глубиной резания.

Врезание резца в изделие и выход из него производится на пониженных скоростях (2...15 м/мин). Допускается наименьшая скорость прямого хода V_{\min} до 4...6 м/мин. Максимальная скорость резания V_{\max} не превосходит 75...120 м/мин. Скорость обратного хода $V_{\text{обр}}$ находится в пределах 15...120 м/мин. Отношение скоростей обратно-го и рабочего ходов характеризуется коэффициентом K_3 .

При строгании подачу s и глубину резания t принимают в зависимости от вида обработки:

1) $s_1 = 1 \dots 7$ мм/двойной ход, $t_1 = 6 \dots 30$ мм — для черновой обработки;

2) $s_2 = 10 \dots 30$ мм/двойной ход, $t_2 = 0,05 \dots 0,3$ мм — для чистовой обработки [3].

Технологические условия нагрузки характеризуются зависимостью мощности или момента нагрузки от скорости. В главном приводе продольно-строгального станка регулирование скорости осуществляется частично при постоянстве мощности, а частично — при постоянстве момента (рис. 1.3).

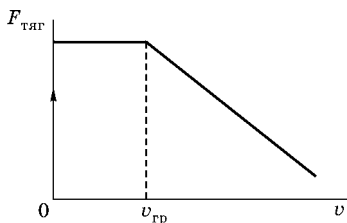


Рис. 1.3

График нагрузки главного привода продольно-строгального станка

До граничной скорости $V_{\text{гр}}$ регулирование осуществляется при постоянстве момента, а выше $V_{\text{гр}}$, когда тяговое усилие падает, мощность резания остается постоянной.

Значение граничной скорости определяется механической прочностью станка.

Глубина резания зависит от припуска на обработку.

Припуск всегда экономичнее удалять за один рабочий ход. Глубина резания существенно влияет на силы резания и при обработке заготовок малой жесткости, корпусных деталей и т. д. Необходимо стремиться к небольшим силам резания. Силы резания также влияют на точность и параметры качества обрабатываемой поверхности. При удалении повышенных припусков и обработке на станках небольшой мощности припуск разбивают на две части, а иногда и больше.

В главных электроприводах металлорежущих станков полезным является усилие резания. Оно зависит от режимов резания (глубины, подачи, скорости), материала обрабатываемого изделия и режущих свойств инструмента. На продольно-строгальных станках двигатель должен развивать, кроме того, дополнительное усилие, преодолевающее усилие трения в направляющих стола. Общая нагрузка на

приводе в установившемся режиме при резании определяется тяговым усилием, равным сумме усилий резания и трения. На холостом ходу оно равно только усилию трения.

Нагрузочная диаграмма рабочего механизма не учитывает динамические нагрузки в переходных процессах. Для механизмов, рассчитанных на работу в длительном режиме S1 или с редкими пусками (торможениями), влияние динамических нагрузок учитывается коэффициентом запаса $K_{\text{зап}}$ при определении расчетной мощности двигателя. Однако в механизмах с возвратно-поступательным движением, которые характеризуются повторяющимися циклами с частотой до 1200...1800 циклов в час, необходимо учитывать возникающие в переходных процессах дополнительные нагрузки. Для этого следует найти величины динамических моментов (усилий), зависящих от суммарного момента инерции $J_{\text{сум}}$ привода и допустимых ускорений $a_{\text{доп}}$.

В переходных процессах пуск и реверсирование двигателя выполняют с максимальным быстродействием и допустимыми динамическими нагрузками в передачах редуктора. Допустимое ускорение $a_{\text{доп}}$ принимают в пределах от 0,8 до 1 м/с². Скорость резания $V_{\text{рез}}$, м/мин, рассчитывается по формуле [4]

$$V_{\text{рез}} = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot s^y} \cdot K_v, \quad (1.1)$$

где T — стойкость резца, мин; t — глубина резания, мм; s — подача (поперечная) резца, мм/дв. ход; K_v — поправочный коэффициент (усредненное значение $K_v=0,85$); C_v , m , x , y — коэффициент и показатели степени, выбираемые по таблице 1.1 в зависимости от режима резания.

Затем по эмпирической формуле рассчитывается сила резания F_z , Н:

$$F_z = 10C_p \cdot t^x \cdot s^y \cdot V_{\text{рез}}^n \cdot K_p, \quad (1.2)$$

где $V_{\text{рез}}$ — скорость резания, вычисленная по (1.1), м/мин; K_p — поправочный коэффициент (усредненно $K_p=1,1$); C_p , x , y , n — коэффициенты и показатели степени, выбираемые по таблице 1.2 в зависимости от режима резания.

Нагрузка привода при прямом ходе стола определяется тяговым усилием, которое находится как сумма составляющих усилия резания и усилия трения, действующего при движении стола в направляющих:

$$F_{\text{тяг}} = F_z + F_{\text{тр}} = F_z + K_{\text{тр}} \cdot [F_y + g \cdot (m_{\text{ст}} + m_{\text{дет}})], \quad (1.3)$$

где $F_{\text{тяг}}$ — тяговое усилие, Н; F_y — вертикальная составляющая силы резания, Н, $F_y = 0,4F_z$; $K_{\text{тр}}$ — коэффициент трения, $K_{\text{тр}} = 0,05 \dots 0,08$; g — ускорение свободного

Таблица 1.1

**Значения коэффициента и показателей степени
в формуле определения скорости строгания**

Материал обработки	Подача, мм/ дв. ход	Коэффициент и показатели степени			
		C_v	x	y	m
Углеродистая сталь	До 0,3	420	0,15	0,2	0,2
	0,3...0,7	350		0,35	
	Более 0,7	320		0,45	
Серый чугун	До 0,4	292	0,15	0,2	0,2
	Более 0,4	243		0,4	
Ковкий чугун	До 0,4	317	0,15	0,2	0,2
	Более 0,4	215		0,4	
Медные сплавы	До 0,2	270	0,12	0,25	0,23
	Более 0,2	182		0,3	
Алюминиевые сплавы и силумин	До 0,2	485	0,12	0,25	0,28
	Более 0,2	328		0,5	

Таблица 1.2

**Значения коэффициента и показателей степени
в формуле определения силы резания**

Материал обработки	Материал резца	Подача, мм/дв. ход	Коэффициент и показатели степени			
			C_p	x	y	n
Углеродистая сталь	Тв. сплав	—	300	1	0,75	-0,15...0
	Быстрореж. сталь	—	200			
Серый чугун	—	До 0,4	92	1	0,75	0
	—	Более 0,4	158		1	
Ковкий чугун	—	—	81	1	0,75	0
Медные сплавы	—	—	55	1	0,66	0
Алюминиевые сплавы и силумин	—	—	40	1	0,75	0

падения, м/с^2 ; $m_{\text{ст}}$ — масса движущейся части стола, кг; $m_{\text{дет}}$ — масса детали (максимальная), кг.

При обратном ходе стола резец поднимается, и на привод действует только усилие трения:

$$F_{\text{ох}} = F_{\text{тр}} = K_{\text{тр}} \cdot [F_y + g \cdot (m_{\text{ст}} + m_{\text{дет}})], \quad (1.4)$$

где $F_{\text{ох}}$ — усилие при обратном ходе стола, Н.

1.2.2. Требования к электроприводу

Привод должен обеспечивать большой вращающий момент при малых скоростях обработки (черновая обработка).

Привод должен быть реверсивным с малым временем переходных процессов, малой колебательностью и малым перерегулированием. Скорость должна регулироваться в зависимости от вида обработки. В установившихся режимах электропривод должен обеспечивать жесткие механические характеристики во всем диапазоне регулирования скорости с изменением скорости не более 5% при колебании нагрузки от нуля до номинальной.

Диапазон регулирования скорости D при поступательном главном движении определяется отношением максимальной V_{max} и минимальной V_{min} линейной скоростей движения и достигает 30 [5].

Режим работы электропривода — продолжительный, с частыми реверсами.

Предъявляемым требованиям достаточно полно соответствуют приводы постоянного тока. Они обладают широким диапазоном регулирования скорости с довольно жесткой механической характеристикой. В целях получения широкого диапазона скоростей вращения необходимо осуществлять двухзонное управление электродвигателем: по полю двигателя и по току якоря.

1.2.3. Нагрузочная диаграмма и тахограмма механизма передвижения стола

Расчет усилий и скоростей рабочей машины осуществляют в соответствии с выполнением технологического режима. Участок перед врезанием, когда двигатель работает вхолостую, принимают равным 5% от длины стола:

$$\ell = 0,05L. \quad (1.5)$$

Процесс врезания происходит при минимальной скорости V_{\min} , а далее осуществляется разгон привода до скорости резания $V_{\text{рез}}$. Рассчитаем время работы станка на отдельных участках нагрузочной диаграммы при различных режимах резания.

Черновая обработка. Прямой ход

Время разгона стола до скорости врезания V_{\min} :

$$t_1 = \frac{V_{\min}}{a_{\text{доп}}}, \quad (1.6)$$

где $a_{\text{доп}}$ — допустимое линейное ускорение, м/с².

Время прохождения расстояния $\ell = 0,05L$:

$$t_2 = \frac{0,05L}{V_{\min}}. \quad (1.7)$$

Время движения стола при резании с V_{\min} :

$$t_3 = \frac{L - 0,05L \cdot 2}{V_{\min}}. \quad (1.8)$$

Время движения стола с V_{\min} после выхода резца из заготовки:

$$t_4 = t_2.$$

Время, необходимое для снижения скорости до 0:

$$t_5 = t_1.$$

Черновая обработка. Обратный ход

Расстояние, проходимое столом за время t_1 при разгоне до скорости V_{\min} :

$$S_1 = \frac{a_{\text{доп}} \cdot t_1^2}{2}. \quad (1.9)$$

Следовательно, ход стола:

$$S = 2S_1 + L + 2\ell. \quad (1.10)$$

Время разгона стола до скорости обратного хода $V_{\text{обр}}$ после реверса:

$$t_6 = \frac{V_{\text{обр}}}{a_{\text{доп}}}. \quad (1.11)$$

Расстояние, проходимое столом за время t_6 :

$$S_6 = \frac{a_{\text{доп}} \cdot t_6^2}{2}. \quad (1.12)$$

Время замедления стола до V_{\min} :

$$t_8 = \frac{V_{\text{обп}} - V_{\min}}{a_{\text{доп}}}. \quad (1.13)$$

Расстояние, проходимое столом за время t_8 :

$$S_8 = \frac{V_{\text{обп}}^2 - V_{\min}^2}{2a_{\text{доп}}}. \quad (1.14)$$

Расстояние, проходимое столом с скоростью $V_{\text{обп}}$:

$$S_7 = S - S_6 - S_1 - \ell - S_8. \quad (1.15)$$

Время прохождения столом расстояния S_7 :

$$t_7 = \frac{S_7}{V_{\text{обп}}}. \quad (1.16)$$

Время движения стола после реверса с V_{\min} :

$$t_9 = t_2.$$

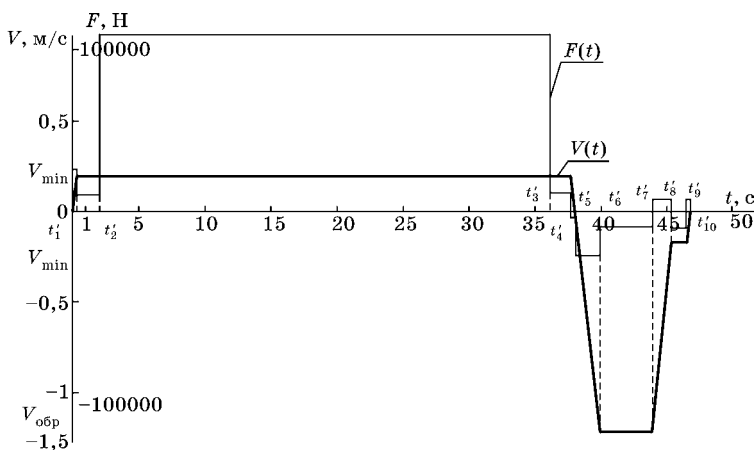


Рис. 1.4
Тахограмма и нагрузочная диаграмма рабочей машины
при черновой обработке

Время снижения скорости стола от V_{\min} до 0:

$$t_{10} = t_1.$$

По полученным данным построим тахограмму (рис. 1.4), где

$$\begin{aligned} t'_1 &= t_1, \quad t'_2 = t'_1 + t_2, \quad t'_3 = t'_2 + t_3, \quad t'_4 = t'_3 + t_4, \quad t'_5 = t'_4 + t_5, \\ t'_6 &= t'_5 + t_6, \quad t'_7 = t'_6 + t_7, \quad t'_8 = t'_7 + t_8, \quad t'_9 = t'_8 + t_9, \\ t'_{10} &= t'_9 + t_{10} = t_{\text{черн.цикл}}. \end{aligned}$$

Чистовая обработка. Прямой ход

Время разгона стола от 0 до V_{\min} :

$$t_{11} = t_1.$$

Время движения стола с минимальной скоростью V_{\min} :

$$t_{12} = t_2.$$

Время разгона стола до скорости чистовой обработки V_{\max} :

$$t_{13} = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{a_{\text{доп}}}. \quad (1.17)$$

Расстояние, проходимое столом за время t_{13} :

$$S_{13} = \frac{V_{\max}^2 - V_{\min}^2}{2a_{\text{доп}}}. \quad (1.18)$$

Расстояние, проходимое столом со скоростью V_{\max} :

$$S_{14} = S - 2S_1 - 2\ell - 2S_{13}. \quad (1.19)$$

Время прохождения расстояния S_{14} :

$$t_{14} = \frac{S_{14}}{V_{\max}}. \quad (1.20)$$

Время замедления стола от V_{\max} до V_{\min} :

$$t_{15} = t_{13}.$$

Время движения стола с минимальной скоростью
 V_{\min} :

$$t_{16} = t_{12}.$$

Время снижения скорости стола от V_{\min} до 0:

$$t_{17} = t_{11}.$$

Чистовая обработка. Обратный ход

Тахограмма обратного хода чистовой обработки аналогична тахограмме обратного хода черновой обработки.

По полученным данным построим тахограмму чистовой обработки (рис. 1.5), где

$$\begin{aligned} t'_{11} &= t_{11}, \quad t'_{12} = t'_{11} + t_{12}, \quad t'_{13} = t'_{12} + t_{13}, \quad t'_{14} = t'_{13} + t_{14}, \\ t'_{15} &= t'_{14} + t_{15}, \quad t'_{16} = t'_{15} + t_{16}, \quad t'_{17} = t'_{16} + t_{17}, \quad t'_{18} = t'_{17} + t_{18}, \\ t'_{19} &= t'_{18} + t_7, \quad t'_{20} = t'_{19} + t_8, \quad t'_{21} = t'_{20} + t_9, \quad t'_{22} = t'_{21} + t_{10} = t_{\text{чист.цикл}}. \end{aligned}$$

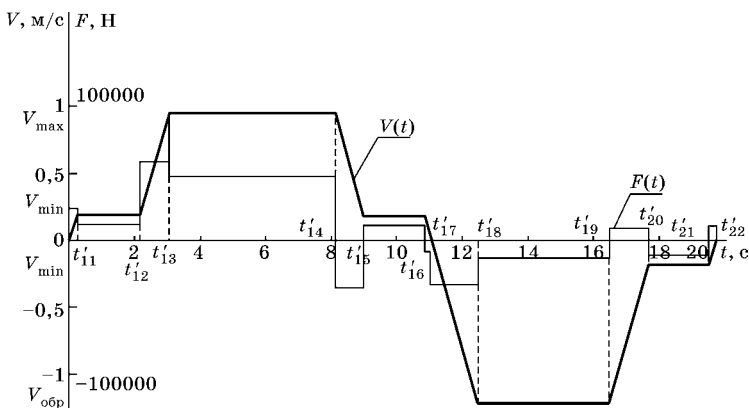


Рис. 1.5

Тахограмма и нагрузочная диаграмма рабочей машины при чистовой обработке

Определение усилий для построения нагрузочной диаграммы

При расчетах нагрузочной диаграммы статический момент нагрузки при врезании и резании принимают постоянным. Все силы рассчитывают по модулю.

Вертикальная составляющая усилия резания вычисляется по формуле [5]:

$$F_y = 0,4F_{z\max}. \quad (1.21)$$

Сила трения при движении стола по направляющим при резании:

$$F_{\text{тр(рез)}} = (G_{\text{ст}} + G_{\text{дет}}) \cdot \mu + F_y \cdot \mu, \quad (1.22)$$

где μ — коэффициент трения стола о направляющие, для тяжелых станков $\mu = 0,07$; $G_{\text{ст}}$ — вес стола; $G_{\text{дет}}$ — вес детали.

Сила трения при движении стола по направляющим на холостом ходу:

$$F_{\text{тр(хх)}} = (G_{\text{ст}} + G_{\text{дет}}) \cdot \mu. \quad (1.23)$$

Тяговое усилие при резании:

$$F_{\text{тяг(рез)}} = F_{z\max} + F_{\text{тр(рез)}}. \quad (1.24)$$

Сила трения при обратном ходе:

$$F_{\text{тр(обр)}} = F_{\text{тр(хх)}}.$$

Регулирование скорости от V_{\min} до граничной скорости $V_{\text{гр}}$ осуществляется при постоянном моменте, а увеличение скорости от $V_{\text{гр}}$ до V_{\max} происходит при постоянной мощности. Принимают $V_{\text{гр}}$ в диапазоне 20...25 м/мин.

Найдем усилие резания при чистовой обработке:

$$F_{z\text{чист}} = \frac{F_{z\max} \cdot V_{\text{гр}}}{V_{\max}}. \quad (1.25)$$

Рассчитаем динамическое усилие, обусловленное массами стола и детали при разгоне и торможении привода стола:

$$F_{\text{дин}} = \frac{G_{\text{ст}} + G_{\text{дет}}}{g} \cdot a_{\text{доп}}. \quad (1.26)$$

Определим силы, действующие на каждом участке технологического процесса:

$$\begin{aligned} F_1 &= F_{\text{дин}} + F_{\text{тр(хх)}}; \\ F_2 &= F_4 = F_7 = F_9 = F_{12} = F_{16} = F_{\text{тр(хх)}}; \\ F_3 &= F_{\text{тяг}}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_6 &= F_{\text{дин}} + F_{\text{тр(хх)}} = F_1; \\
 F_{11} &= F_1; \\
 F_5 &= F_{\text{дин}} - F_{\text{тр(хх)}}; \\
 F_8 &= F_{10} = F_{17} = F_5; \\
 F_{13} &= F_{z \text{ чист}} + F_{\text{дин}} + F_{\text{тр(рез)}}; \\
 F_{14} &= F_{z \text{ чист}} - F_{\text{тр(рез)}}; \\
 F_{15} &= F_{z \text{ чист}} - F_{\text{дин}} + F_{\text{тр(рез)}}.
 \end{aligned}$$

Силы, действующие при обратном ходе чистовой обработки, такие же, как и при черновой обработке. По полученным данным построены нагрузочные диаграммы при черновой (рис. 1.4) и чистовой обработке (рис. 1.5).

1.2.4. Расчет предварительной мощности электропривода

Вычислим эквивалентную мощность за технологический цикл обработки детали. Для этого рассчитаем мощность на отдельных временных участках тахограмм:

1) $0 \dots t_1$ — разгон до V_{\min} :

$$P_1 = \frac{(F_1) \cdot V_{\min}}{\sqrt{3} \cdot \eta_{\text{п}}}, \quad (1.27)$$

где $\eta_{\text{п}}$ — КПД передачи;

2) $1 \dots t_2$ — равномерное движение с V_{\min} :

$$P_2 = \frac{(F_2) \cdot V_{\min}}{\eta_{\text{п}}}; \quad (1.28)$$

3) $t_2 \dots t_3$ — черновая обработка:

$$P_3 = \frac{(F_3) \cdot V_{\min}}{\eta_{\text{п}}}; \quad (1.29)$$

4) $t_3 \dots t_4$ — равномерное движение с V_{\min} :

$$P_4 = P_2;$$

5) $t_4 \dots t_5$ — торможение с V_{\min} до 0:

$$P_5 = \frac{(F_5) \cdot V_{\min}}{\sqrt{3} \cdot \eta_{\text{п}}}; \quad (1.30)$$

6) $t_5...t_6$ — разгон до $V_{обp}$:

$$P_6 = \frac{(F_6) \cdot V_{обp}}{\sqrt{3} \cdot \eta_{п}}; \quad (1.31)$$

7) $t_6...t_7$ — равномерное движение с $V_{обp}$:

$$P_7 = \frac{(F_7) \cdot V_{обp}}{\eta_{п}}; \quad (1.32)$$

8) $t_7...t_8$ — снижение скорости с $V_{обp}$ до V_{min} :

$$P'_8 = \frac{(F_8) \cdot V_{обp}}{\sqrt{3} \cdot \eta_{п}}, \quad P''_8 = \frac{(F_8) \cdot V_{min}}{\sqrt{3} \cdot \eta_{п}},$$

$$P_8 = \sqrt{\frac{(P'_8)^2 + (P''_8)^2 + P'_8 \cdot P''_8}{3}}, \quad (1.33)$$

где P'_8 — мощность в начале участка; P''_8 — мощность в конце участка;

9) $t_8...t_9$ — равномерное движение с V_{min} :

$$P_9 = P_4;$$

10) $t_9...t_{10}$ — снижение скорости от V_{min} до 0:

$$P_{10} = P_5;$$

11) $t_{10}...t_{11}$ — разгон до V_{min} :

$$P_{11} = P_1;$$

12) $t_{11}...t_{12}$ — равномерное движение с V_{min} :

$$P_{12} = P_4;$$

13) $t_{12}...t_{13}$ — разгон до V_{max} :

$$P'_{13} = \frac{(F_{13}) \cdot V_{min}}{\sqrt{3} \cdot \eta_{п}}, \quad P''_{13} = \frac{(F_{13}) \cdot V_{max}}{\sqrt{3} \cdot \eta_{п}},$$

$$P_{13} = \sqrt{\frac{(P'_{13})^2 + (P''_{13})^2 + P'_{13} \cdot P''_{13}}{3}}, \quad (1.34)$$

где P'_{13} — мощность в начале участка; P''_{13} — мощность в конце участка;

14) $t_{13} \dots t_{14}$ — равномерное движение с V_{\max} :

$$P_{14} = \frac{(F_{14}) \cdot V_{\max}}{\sqrt{3} \cdot \eta_{\Pi}};$$

15) $t_{14} \dots t_{15}$ — снижение скорости с V_{\max} до V_{\min} :

$$P'_{15} = \frac{(F_{15}) \cdot V_{\max}}{\sqrt{3} \cdot \eta_{\Pi}}, \quad P''_{15} = \frac{(F_{15}) \cdot V_{\min}}{\sqrt{3} \cdot \eta_{\Pi}},$$

$$P_{15} = \sqrt{\frac{(P'_{15})^2 + (P''_{15})^2 + P'_{15} \cdot P''_{15}}{3}}, \quad (1.35)$$

где P'_{15} — мощность в начале участка; P''_{15} — мощность в конце участка;

16) $t_{15} \dots t_{16}$ — равномерное движение с V_{\min} :

$$P_{16} = P_{12};$$

17) $t_{16} \dots t_{17}$ — снижение скорости с V_{\min} до 0:

$$P_{17} = P_{11}.$$

Обратный ход чистовой обработки и обратный ход черновой обработки одинаковы.

Эквивалентная мощность за технологический цикл при условии выбора двигателя с независимым охлаждением [6]:

$$P_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n P_{i\text{ЭКВ}}^2 \cdot t_i}{\sum_{i=1}^n t_i}}, \quad (1.36)$$

где $\sum_{i=1}^n t_i$ — суммарное время технологического цикла,

равное сумме времени черновой и чистовой обработок; $P_{i\text{ЭКВ}}$ — эквивалентная мощность i -го участка нагрузочной диаграммы.

Условие выбора мощности электродвигателя по нагреву:

$$P_{\text{н}} \geq P_{\text{ЭКВ}}.$$

Практика проектирования и эксплуатации электроприводов продольно-строгальных станков показывает, что ни один двигатель постоянного тока с мощностью, примерно равной эквивалентной, не в состоянии обеспечить необходимый вращающий момент при черновой обработке. Поэтому необходимо взять двигатель завышенной мощности. Для обеспечения работы на низких оборотах с максимальным моментом следует выбирать двигатель с независимым охлаждением.

Основные критерии при предварительном выборе двигателя — это рассчитанная эквивалентная мощность и длительный момент, определяемый статическим моментом при черновой обработке.

Определим максимальную мощность, которая требуется для процесса строгания:

$$P_{\max} = \frac{F_{\text{тяг}} \cdot V_{\text{гр}} \cdot K_{\text{зап}}}{\eta_{\Pi}}, \quad (1.37)$$

где $K_{\text{зап}}$ — коэффициент запаса, $K_{\text{зап}} = 1, 1, \dots, 1, 3$.

Целесообразно выбрать двигатель с номинальной мощностью, превышающей или равной P_{\max} , и сравнить ее с рассчитанной эквивалентной мощностью, чтобы убедиться, что двигатель проходит по нагреву.

Расчетную скорость двигателя ω_p , с^{-1} , рассчитывают по формуле

$$\omega_p = \frac{2V_{\text{рез1}} \cdot i_p \cdot 2\pi}{d_{\text{ш}} \cdot 10^{-3} \cdot 60}, \quad (1.38)$$

где $V_{\text{рез1}}$ — скорость резания при чистовой обработке, м/мин; i_p — передаточное число редуктора; $d_{\text{ш}}$ — диаметр шестерни, связанной с реечной шестерней, мм.

В дальнейшем предварительно выбранный двигатель проверяется по перегрузочной способности и использованию по нагреву согласно нагрузочной диаграмме электропривода продольно-строгального станка в процессе выполнения им технологического режима.

1.3. ТОКАРНЫЕ СТАНКИ

1.3.1. Общие сведения

Важную роль в современном производстве играют станки токарной группы, для которых правильный выбор мощности электродвигателей имеет существенное значение, так как он позволяет предотвратить неоправданно большие потери. Сложность рационального выбора двигателей для токарных станков обусловлена универсальностью их использования для обработки деталей различной конфигурации, разнообразием материала, применением эмпирических формул с множеством экспериментально найденных значений коэффициентов, зависящих не только от материала, но и от конструктивных особенностей режущего инструмента.

Основными электроприводами, входящими в состав токарного станка, являются:

- 1) электропривод главного движения;
- 2) электропривод продольной подачи;
- 3) электропривод поперечной подачи.

Также применяются дополнительные электроприводы, например привод насоса системы охлаждения, электропривод поворота револьверной головки, зажима и отжима заготовки, перемещения задней бабки.

К техническим характеристикам токарных станков относят:

- 1) максимальные размеры и массу обрабатываемой детали;
- 2) передаточные отношения от двигателя к исполнительному органу электроприводов;
- 3) максимальные перемещения узлов станка, диапазоны вращения и перемещения исполнительных органов и др.

В качестве примера приводим основные технические характеристики универсального токарного станка TUD 50 (табл. 1.3).

Кинематическая схема токарного станка

Кинематическая схема универсального быстроходного токарного патронно-центрального станка приведена на рисунке 1.6.

Таблица 1.3

Технические характеристики станка TUD 50

Параметр	Значение
Максимальный диаметр обрабатываемого прутка, мм	56
Максимальный диаметр точения над станиной, мм	500
Максимальный диаметр точения над суппортом, мм	300
Максимальная длина обработки детали, мм	1500
Максимальная масса обрабатываемой детали, кг:	
без поддержки задним центром	300
между центрами	900
Шаг продольного ходового винта, мм	6
Шаг поперечного ходового винта, мм	5

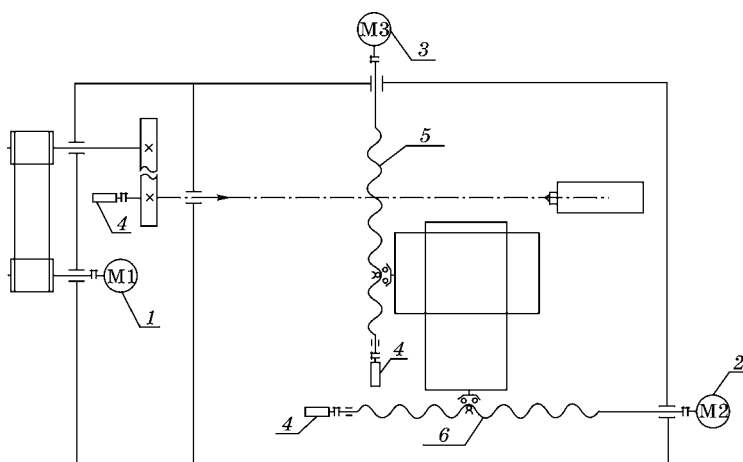


Рис. 1.6

Кинематическая схема токарного станка:

1 — электродвигатель главного движения; 2 — электродвигатель продольной подачи; 3 — электродвигатель поперечной подачи; 4 — датчик обратной связи; 5 — ходовой винт поперечной подачи; 6 — ходовой винт продольной подачи.

Типовая кинематическая схема электропривода главного движения токарного станка приведена на рисунке 1.7. Вращательное движение от электрического двигателя 1 передается через соединительную муфту 2 на передаточное устройство 3 (ременная передача и/или редуктор), далее через муфту на патрон 4, в который закрепляется заготовка.

Рис. 1.7
Кинематическая схема
электропривода главного движения
токарного станка:

1 — электрический двигатель; 2 — муфта;
3 — передаточное устройство; 4 — патрон.

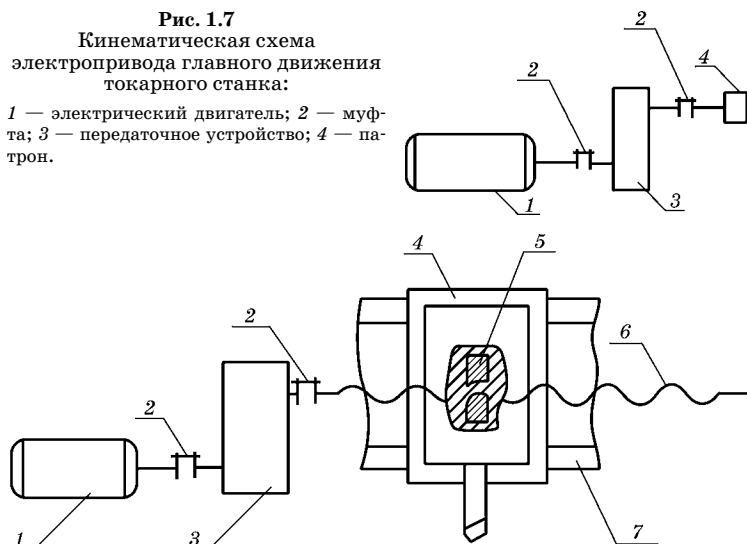


Рис. 1.8
Кинематическая схема электропривода
продольной подачи токарного станка:

1 — электрический двигатель; 2 — соединительная муфта; 3 — передаточное устройство; 4 — суппорт; 5 — гайка; 6 — ходовой винт; 7 — продольные направляющие.

Типовая кинематическая схема электропривода продольной подачи токарного станка приведена на рисунке 1.8 [5].

1.3.2. Описание технологического процесса

Токарные станки предназначены, главным образом, для обработки наружных и внутренних цилиндрических, конических и фасонных поверхностей, нарезания резьбы и обработки торцовых поверхностей деталей типа тел вращения с помощью разнообразных резцов, сверл, зенкеров, разверток, метчиков и плашек. Как уже отмечалось выше, токарный станок имеет три основных электропривода: электропривод главного движения, электропривод продольной подачи и электропривод поперечной подачи. Электропривод главного движения приводит во вращательное движение закрепленную в патроне заготовку. Привод поперечной подачи осуществляет подвод инструмента

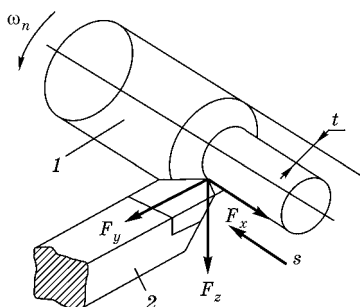


Рис. 1.9

Схема точения при токарной обработке:

1 — деталь; 2 — резец.

к обрабатываемой детали, привод продольной подачи осуществляет перемещение инструмента — этим обеспечивается процесс резания.

На рисунке 1.9 приведена схема точения при токарной обработке.

В процессе снятия стружки резцом возникает сила резания F , приложенная под некоторым углом к режущей кромке инструмента, которую можно пред-

ставить в виде трех составляющих F_z , F_y , F_x (рис. 1.9):

1) тангенциальная составляющая F_z направлена вниз — она определяет крутящий момент, эффективную мощность резания и мощность, потребляемую приводом главного движения. Составляющая силы резания F_z изгибает заготовку в вертикальной плоскости;

2) осевая составляющая F_x направлена вдоль продольной подачи — она стремится отжать резец в сторону суппорта; F_x учитывают при определении допустимой нагрузки на резец и механизмы станка при продольной подаче. Составляющая силы резания F_x стремится сдвинуть заготовку в осевом направлении;

3) радиальная составляющая F_y направлена вдоль поперечной подачи — она отжимает резец; F_y учитывают при расчете прочности инструмента и механизма поперечной подачи станка. Составляющая силы резания F_y изгибает заготовку в горизонтальной плоскости и при недостаточной жесткости системы «станок — приспособление — инструмент — деталь» (СПИД) вызывает вибрацию.

Тангенциальная и радиальная составляющие F_z и F_y через инструмент совместно действуют на суппорт и станину, а через заготовку — на заднюю бабку и шпиндель. Осевая составляющая силы резания F_x через инструмент действует на механизм продольной подачи, через

заготовку — на шпиндель и его опоры в осевом направлении.

На рисунке 1.9, помимо указанных выше усилий, введены обозначения: s — подача, т. е. перемещение резца, приходящееся на один оборот изделия; t — глубина резания (расстояние между обработанной и обрабатываемой поверхностями).

Глубина резания t при черновом точении и отсутствии ограничений по мощности оборудования и жесткости системы передачи движения принимается равной припуску на обработку; при чистовом точении припуск срезается за два прохода и более. На каждом последующем проходе следует назначать меньшую глубину резания, чем на предшествующем.

При параметре шероховатости обработанной поверхности $R_a = 3,2$ мкм принимают $t = 0,5 \dots 2,0$ мм; при R_a больше 0,8 мкм, но меньше 3,2 мкм принимают $t = 0,1 \dots 0,4$ мм.

Подача s при черновом точении выбирается максимально допустимой по мощности оборудования, жесткости системы передачи движения, прочности режущей пластины и прочности державки.

Максимальные величины подач (мм/об), допустимые прочностью пластины из твердого сплава при точении конструкционной стали резцами с главным углом в плане $\varphi = 45^\circ$, приведены в таблице 1.4 [4].

Отметим, что в зависимости от механических свойств стали на табличные значения подачи необходимо вводить поправочный коэффициент 1,2 при $\sigma_b = 180 \dots 640$ МПа и 0,85 при $\sigma_b = 780 \dots 870$ МПа. При обработке чугуна табличное значение подачи умножают на коэффициент 1,6. Кроме того, табличное значение подачи умножают на поправочный коэффициент 1,4 при $\varphi = 30^\circ$; 1,0 при $\varphi = 45^\circ$; 0,6 при $\varphi = 60^\circ$ и 0,4 при $\varphi = 90^\circ$. При обработке с ударами подачу необходимо уменьшать на 20%.

Таблица 1.4
Максимальные величины подач, мм/об

Толщина пластины, мм	Глубина резания t , мм, до			
	4	7	13	22
4	1,3	1,1	0,9	0,8
6	2,6	2,2	1,8	1,5
8	4,2	3,6	3,6	2,5
10	6,1	5,1	4,2	3,6

Поддачи при чистовом точении выбирают в зависимости от требуемых параметров шероховатости обработанной поверхности и радиуса при вершине резца (табл. 1.5).

Таблица 1.5

Поддача при чистовом точении, мм/об

Параметр шероховатости поверхности, мкм		Радиус при вершине резца r , мм					
R_a	R_z	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4
0,63	—	0,07	0,10	0,12	0,14	0,15	0,17
1,25	—	0,10	0,13	0,165	0,19	0,21	0,23
2,50	—	0,144	0,20	0,246	0,29	0,32	0,35
—	20	0,25	0,33	0,42	0,49	0,55	0,60
—	40	0,35	0,51	0,63	0,72	0,80	0,87
—	80	0,47	0,66	0,81	0,9	1,04	1,14

При пользовании таблицей 1.5 следует иметь в виду, что поддачи даны для обработки сталей с $\sigma_B = 700 \dots 900$ МПа и чугунов. Для сталей с $\sigma_B = 500 \dots 700$ МПа значение поддачи умножают на коэффициент $K_s = 0,45$; для сталей с $\sigma_B = 900 \dots 1100$ МПа значения поддач умножают на коэффициент $K_s = 1,25$.

1.3.3. Требования, предъявляемые к приводам главного движения и подач

Требования к электроприводам и системам управления станками определяются технологией обработки, конструктивными возможностями станка и режущего инструмента [3]. Основные технологические требования направлены на обеспечение:

- 1) самого широкого круга технологических режимов обработки с использованием современного режущего инструмента;
- 2) максимальной производительности;
- 3) наибольшей точности обработки;
- 4) высокой чистоты обрабатываемой поверхности;
- 5) высокой степени повторяемости размеров деталей в обрабатываемой партии (стабильность).

Требования, предъявляемые к приводам главного движения и приводам подач, приведены в таблице 1.6 [7].

Таблица 1.6

Требования, предъявляемые к приводам станков

Параметр	Привод	
	главный	подачи
Диапазон регулирования частоты вращения	1:1000	1:30 000
Диапазон мощностей, кВт	2...300	0,05...11
Закон регулирования при изменении частоты вращения	Постоянство мощности и момента	Постоянство момента
Плавность регулирования	1,26...1,58	
Погрешность частоты вращения относительно установленной, %, при:		
n	2	2
$0,1n$	5	10
$0,01n$	15	15
$0,001n$	30	25
$0,0001n$	—	35

Диапазон регулирования частоты вращения определяется пределами скоростей резания и диаметрами обрабатываемых изделий. Это объясняется тем, что на универсальных станках могут обрабатываться детали из различных материалов и разных размеров. Для обработки изделий одинакового диаметра из различных материалов согласно технологии обработки необходимо обеспечить определенный диапазон регулирования скорости резания. С другой стороны, рациональная обработка изделий из одного и того же материала, но разных диаметров, требует постоянной окружной скорости резания V , м/мин:

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000}, \quad (1.39)$$

где d — диаметр изделия, мм; n — частота вращения шпинделя, об/мин.

Соблюдение условия $V = \text{const}$ достигается регулированием скорости привода с диапазоном регулирования D , определяемым диапазоном диаметров. Так, для станков с диаметром устанавливаемых изделий d от 320 до 1000 мм требуемый диапазон регулирования частот вращения D равен 50.

На скоростях ниже номинальных регулирование осуществляется с постоянным моментом. Таким образом, получается двухзонное регулирование скорости.

Динамические характеристики электропривода по нагрузке практически определяют точность и чистоту обработки изделия, а также стойкость инструмента. Устойчивый процесс резания при необходимой точности и чистоте поверхности возможен, если параметры настройки привода обеспечивают при набросе номинального момента нагрузки максимальный провал скорости не более 40% при времени восстановления, не превышающем 0,25 с [7].

Необходимые параметры привода главного движения

Электропривод должен обеспечивать работу в четырех квадрантах. Время восстановления номинальной частоты вращения электродвигателя при случайном приложении нагрузки от холостого хода до 0,75 допустимой мощности — не более одной секунды.

В системе автоматического регулирования частоты вращения длительный момент и мощность должны составлять 75% от допустимого значения.

При нагрузке, превышающей максимальный момент для главного привода, электропривод должен отключаться за время не более одной секунды.

Электропривод должен иметь систему контроля нагрева электродвигателя.

Масса электродвигателя в главном приводе не должна быть более 120 кг.

Необходимые параметры электроприводов подачи

Электропривод подачи должен обеспечивать работу в четырех квадрантах. Точностные характеристики должны быть стабильны при изменении нагрузки, изменении направления вращения двигателя, изменении температуры окружающей среды.

Диапазон регулирования $D=10\ 000$. Электропривод должен обеспечивать продолжительный режим работы.

При нагрузке, превышающей максимальный момент для привода подачи, электропривод должен отключаться за время не более одной секунды.

При отключении питающей сети электропривод тормозится с максимальным темпом до полной остановки двигателя.

Электропривод подач должен иметь систему контроля нагрева электродвигателя.

Масса электродвигателя привода подачи должна быть не более 50 кг.

1.3.4. Расчет составляющих сил резания

Для выбора двигателя необходимо рассчитать усилия, которые возникают в процессе работы. Так как для определения мощности двигателя нужно знать максимальные нагрузки [6], то расчет режимов резания проведем для черновой обработки согласно [4].

Расчет тангенциальной силы резания

При наружном точении эмпирическая формула для определения тангенциальной силы резания F_z , Н, имеет вид

$$F_z = 10C_p \cdot t^x \cdot s^y \cdot V^n \cdot K_p, \quad (1.40)$$

где C_p , K_p — коэффициенты; t — глубина резания, мм; s — подача, мм/об; x , y , n — показатели степени.

Постоянная C_p и показатели степени x , y , n для конкретных условий обработки приведены в справочнике технолога-машиностроителя [4, табл. 22].

Поправочный коэффициент K_p представляет собой произведение ряда коэффициентов ($K_p = K_{\text{мр}} \cdot K_{\text{фр}} \cdot K_{\text{гр}} \cdot K_{\text{лр}}$), учитывающих фактические условия резания. Численные значения этих коэффициентов приведены в таблицах 1.7, 1.8.

Таблица 1.7

Поправочный коэффициент $K_{\text{мр}}$ для стали и чугуна, учитывающий влияние качества обрабатываемого материала на силовые зависимости

Обрабатываемый материал	Расчетная формула	Показатель степени n при определении составляющей F_z силы резания при обработке резцами*
Конструктивная углеродистая и легированная сталь с σ_B , МПа:	$K_{\text{мр}} = \left(\frac{\sigma_B}{750} \right)^n$	
≤ 600		0,75/0,35
≥ 600		0,75/0,75

Продолжение табл. 1.7

Обрабатываемый материал	Расчетная формула	Показатель степени n при определении составляющей F_z силы резания при обработке резцами*
Серый чугун	$K_{\text{мр}} = \left(\frac{\text{HB}}{190}\right)^n$	0,4/0,55
Ковкий чугун	$K_{\text{мр}} = \left(\frac{\text{HB}}{150}\right)^n$	0,4/0,55

* В числителе значение для резца из твердого сплава, в знаменателе — для резца из быстрорежущей стали.

Таблица 1.8

Поправочные коэффициенты, учитывающие влияние геометрических параметров режущей части инструмента на составляющие силы резания при обработке стали и чугуна

Параметр		Материал режущей части инст- румента	Поправочные коэффициенты			
Наимено- вание	Вели- чина		Обозна- чение	Величина коэффициента для составляющих		
				тангенци- альной F_z	радиаль- ной F_y	осевой F_x
Главный угол в пла- не φ , град.	30	Твердый сплав	$K_{\varphi p}$	1,08	1,30	0,78
	45			1,0	1,0	1,0
	60			0,94	0,77	1,11
	90			0,89	0,50	1,17
	30	Быстро- режущая сталь		1,08	1,63	0,70
	45			1,08	1,0	1,0
	60			1,0	0,71	1,27
	90			0,98	0,44	1,82
Передний угол γ , град.	-15	Твердый сплав	$K_{\gamma p}$	1,25	2,0	2,0
	0			1,1	1,4	1,4
	10			1,0	1,0	1,0
	12...15	Быстро- режущая сталь		1,15	1,6	1,7
	20...25			1,0	1,0	1,0
Угол наклона главного лезвия λ , град.	-5	Твердый сплав	$K_{\lambda p}$	1,0	0,75	1,07
	0				1,0	1,0
	5				1,25	0,85
	15				1,7	0,65
Радиус при вершине r , мм	0,5	Быстро- режущая сталь	K_{rp}	0,87	0,66	1,0
	1,0			0,93	0,82	
	2,0			1,0	1,0	
	3,0			1,04	1,14	
	4,0			1,10	1,33	

Например, поправочные коэффициенты, учитывающие влияние геометрических параметров режущей части инструмента на тангенциальную составляющую силы резания, будут иметь следующие значения:

- 1) при главном угле в плане $\varphi = 45^\circ$ $K_{\varphi p} = 1$;
- 2) при переднем угле $\gamma = 0^\circ$ $K_{\gamma p} = 1,1$;
- 3) при угле наклона главного лезвия $\lambda = 0^\circ$ $K_{\lambda p} = 1$.

Расчет осевой силы резания

При наружном точении эмпирическая формула для определения осевой силы резания F_x , Н, имеет вид

$$F_x = 10C_p \cdot t^x \cdot s^y \cdot V^n \cdot K_p, \quad (1.41)$$

где C_p , K_p — коэффициенты; t — глубина резания, мм; s — подача, мм/об; x , y , n — показатели степени.

Величину глубины резания и подачи берут, как и при расчете тангенциальной силы резания. Постоянная C_p и показатели степени x , y , n для конкретных условий обработки приведены в [4, табл. 22]. Коэффициенты, входящие в состав поправочного коэффициента K_p , выбираем из таблиц 1.7 и 1.8 для осевой силы резания.

1.3.5. Расчет скорости резания

Скорость резания V_u , м/мин, при наружном продольном и поперечном точении и растачивании рассчитывают по эмпирической формуле

$$V_u = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot s^y} \cdot K_v, \quad (1.42)$$

а при отрезании, прорезании и фасонном точении — по формуле

$$V_u = \frac{C_v}{T^m \cdot s^y} \cdot K_v, \quad (1.43)$$

где T — стойкость, т. е. период работы инструмента до затупления, приводимый для различных видов обработки, соответствующий условиям одноинструментной обработки, мин; t — глубина резания, мм; s — подача, мм/об; K_v и C_v — коэффициенты; m , x , y — показатели степени.

Коэффициент K_v является произведением коэффициентов, учитывающих влияние материала заготовки K_{mv} (см. [4, табл. 1–4]), состояние поверхности K_{nv} (см. [4, табл. 5]) и материала инструмента K_{iv} (см. [4, табл. 6]).

Поправочный коэффициент K_{mv} найдем по формуле

$$K_{mv} = K_r \cdot \left(\frac{750}{\sigma_B} \right)^{n_v}, \quad (1.44)$$

где K_r — коэффициент, характеризующий группу стали по обрабатываемости; n_v — показатель степени. Например, для стали марки 14X17H2 ($\sigma_B = 1300 \cdot 10^6$ Н/м²) коэффициент $K_r = 0,8$, показатель степени $n_v = 1$. Подставляя значения в формулу (1.44), получим

$$K_{mv} = 0,8 \cdot \left(\frac{750}{1300} \right)^1 = 0,46.$$

Коэффициенты, учитывающие состояние поверхности заготовки и состояние инструментального материала, — $K_{nv} = 0,90$ и $K_{iv} = 1,90$. Поэтому

$$K_v = 0,46 \cdot 0,9 \cdot 1,90 = 0,79.$$

Значения коэффициента C_v и показателей степени m , x и y приведены в [4, табл. 17].

Среднее значение стойкости T при одноинструментной обработке — 30...60 мин.

1.3.6. Расчет мощности электродвигателя главного движения токарного станка

Для проведения расчетов главного привода необходимы следующие данные:

- диаметр детали d , м;
- глубина резания t , мм;
- стойкость резца — 60...180 мин;
- передаточное число редуктора i_p ;
- КПД редуктора η_p ;
- подача s , мм/об;
- поправочный коэффициент K_p ;
- коэффициент запаса $K_{зап} = 1,1...1,3$;
- длина заготовки L , м.

Порядок расчета

1. Рассчитываем скорость резания V_u , м/мин.
2. Определяем усилие резания F_z , Н.
3. Находим момент на шпинделе от усилия резания, Н·м:

$$M_{\text{ш}} = \frac{F_z \cdot d}{2}. \quad (1.45)$$

4. Определяем статический момент двигателя:

$$M_{\text{ст}} = \frac{M_{\text{ш}}}{i_p \cdot \eta_{\text{пр}}}, \quad (1.46)$$

где i_p , $\eta_{\text{пр}}$ — соответственно передаточное отношение и коэффициент полезного действия передач от двигателя к шпинделю.

5. Рассчитываем мощность резания P_z , Вт:

$$P_z = \frac{F_z \cdot V_u}{60}. \quad (1.47)$$

6. Находим мощность двигателя:

$$P_d = \frac{P_z}{\eta_{\text{пр}}}. \quad (1.48)$$

7. Определяем угловую скорость двигателя ω_d , с⁻¹:

$$\omega_d = \frac{V_u \cdot i_p}{0,5d \cdot 60}. \quad (1.49)$$

8. Определяем скорость подачи, м/мин:

$$V_{\text{п}} = \frac{s \cdot V_u \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,5d}. \quad (1.50)$$

9. Определяем время подачи при черновой обработке, с:

$$T_1 = \frac{L \cdot 60}{V_{\text{п}}}. \quad (1.51)$$

10. Вычисляем время холостого хода при возврате стола:

$$T_2 = \frac{L \cdot 60}{V_{\text{обр.х}}}, \quad (1.52)$$

где $V_{\text{обр.х}}$ — скорость быстрого продольного перемещения суппорта, с, берется из паспорта станка.

Аналогичные вычисления выполняются для режима чистовой обработки.

Рекомендуемое время разгона привода главного движения, согласно [8], $t_{\text{ин}} = 2 \dots 4$ с.

Допустимое ускорение определяем по формуле [8]

$$\varepsilon_d = \frac{0,63 \cdot \omega_c}{T}, \quad (1.53)$$

где ω_c — статическая угловая скорость, с^{-1} ; $T = t_{\text{ин}}/3$ — постоянная времени пуска, с;

$$T = \frac{(2 \dots 4)}{3} = (0,67 \dots 1,3) \text{ с.}$$

По найденным значениям строим *нагрузочную диаграмму* и *тахогрaмму исполнительного органа* привода главного движения при черновой и чистовой обработке (рис. 1.10).

По графикам (рис. 1.10) строится нагрузочная диаграмма $P(t)$. При построении графика $P(t)$ в связи с большим различием длительности переходных процессов и режима обработки детали можно полагать, что основную долю в нагрузочную диаграмму $P(t)$ вносят статические моменты.

Если выбираемый двигатель самовентилируемый, то при работе на скорости ниже номинальной необходимо определить коэффициент β ухудшения теплоотдачи для каждого режима работы по формуле [9]

$$\beta = \beta_0 + (1 - \beta_0) \cdot \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}}, \quad (1.54)$$

где β_0 — коэффициент ухудшения теплоотдачи при неподвижном роторе; ω , $\omega_{\text{ном}}$ — соответственно значения угловых скоростей для режима работы и номинальной скорости двигателя.

Тогда эквивалентный момент за цикл составит

$$M_{\text{эkv}} = \sqrt{\frac{M_{\text{черн}}^2 \cdot t_{\text{черн}} + M_{\text{чист}}^2 \cdot t_{\text{чист}}}{\beta_1 \cdot t_{\text{черн}} + \beta_2 \cdot t_{\text{чист}}}}, \quad (1.55)$$

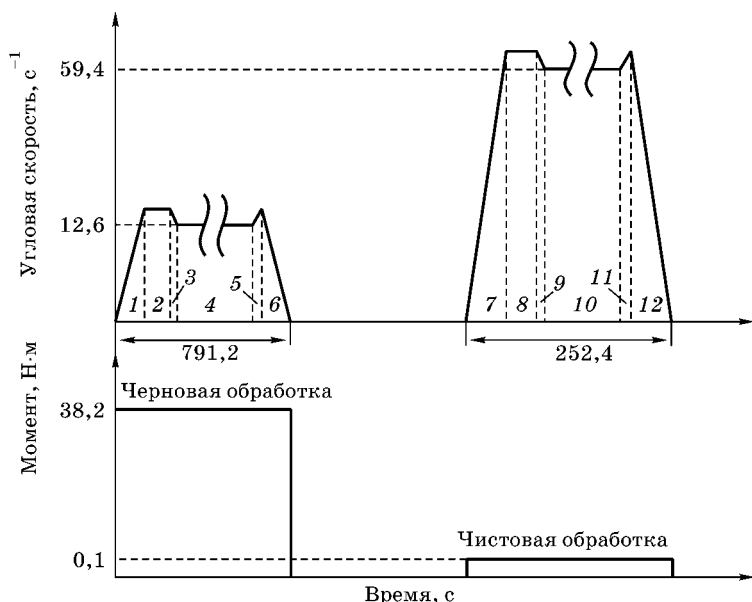


Рис. 1.10

Тахограмма и нагрузочная диаграмма исполнительного органа привода главного движения:

1 — разгон двигателя; 2 — холостой ход; 3 — врезание инструмента; 4 — обработка; 5 — отвод инструмента; 6 — торможение двигателя; 7 — разгон двигателя; 8 — холостой ход; 9 — врезание инструмента; 10 — обработка; 11 — отвод инструмента; 12 — торможение двигателя.

а эквивалентная мощность за цикл будет равна [6]

$$P_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{P_{\text{черн}}^2 \cdot t_{\text{черн}} + P_{\text{чист}}^2 \cdot t_{\text{чист}}}{\beta_1 \cdot t_{\text{черн}} + \beta_2 \cdot t_{\text{чист}}}}. \quad (1.56)$$

При выборе номинального момента двигателя учитывают коэффициент запаса $K_{\text{зап}}$:

$$M_{\text{расч}} = K_{\text{зап}} \cdot M_{\text{экв}},$$

при этом полагают $K_{\text{зап}} = 1,1$.

При выборе двигателя его параметры должны удовлетворять неравенствам

$$M_{\text{ном}} \geq M_{\text{экв}}, \quad P_{\text{ном}} \geq P_{\text{экв}}.$$

1.3.7. Расчет мощности двигателя электропривода продольной подачи

Расчет мощности двигателя при черновой обработке

Двигатель подачи обеспечивает усилие $F_{\text{под}}$, необходимое для линейного перемещения стола, которое в общем случае равно сумме усилия резания, трения и прилипания [5]:

$$F_{\text{под}} = K_{\text{зап}} \cdot F_x + F_{\text{тр}} + F_{\text{пр}}, \quad (1.57)$$

где F_x — составляющая усилия резания в направлении подачи, Н; $K_{\text{зап}}$ — коэффициент запаса, $K_{\text{зап}} = 1,2 \dots 1,5$; $F_{\text{тр}}$ — усилие трения стола о направляющие, Н; $F_{\text{пр}}$ — усилие прилипания, Н.

Усилие трения стола о направляющие определяется массой перемещающихся механизмов подачи m (масса перемещаемого органа привода вместе с деталью и инструментальным механизмом) и составляющими усилия резания F_y и F_z , направленными нормально к направляющим, Н:

$$F_{\text{тр}} = \mu \cdot (g \cdot m + F_y + F_z), \quad (1.58)$$

где μ — коэффициент трения стола о направляющие; g — ускорение свободного падения, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$.

Усилие прилипания возникает при трогании стола с места в начале движения:

$$F_{\text{пр}} = \beta_{\text{пр}} \cdot S_{\text{пр}}, \quad (1.59)$$

где $S_{\text{пр}}$ — площадь поверхности прилегания направляющих стола, взаимно трущихся с направляющими салазок, см^2 ; $\beta_{\text{пр}}$ — удельное усилие прилипания, принимаемое равным $0,5 \text{ Н/см}^2$ [5].

Все составляющие усилия подачи одновременно не действуют, подача производится вхолостую до начала процесса резания. Поэтому при определении нагрузки двигателя подачи рассматривают отдельно два характерных режима его работы: трогание с места и рабочую подачу.

При трогании с места (режим холостого хода) действуют только усилие трения от массы перемещающихся частей механизма подачи и усилие прилипания, возни-

кающее в начале трогания. Усилие подачи при трогании стола:

$$F_{\text{тр}} = \mu_{\text{т}} \cdot g \cdot m + \beta_{\text{пр}} \cdot S_{\text{пр}}, \quad (1.60)$$

где $\mu_{\text{т}} = 0,2 \dots 0,3$ — коэффициент трения в направляющих при трогании стола с места.

При рабочей подаче в процессе резания, когда стол уже движется с установившейся скоростью, усилие подачи определяется усилием резания и трения:

$$F_{\text{под.д}} = K_{\text{зап}} \cdot F_x + \mu_{\text{д}} \cdot (g \cdot m + F_y + F_z), \quad (1.61)$$

где $\mu_{\text{д}} = 0,05 \dots 0,15$ — коэффициент трения в направляющих при движении стола; $K_{\text{зап}} = 1,4$ — коэффициент запаса [5].

На холостом ходу усилие подачи равно

$$F_{\text{под.хх}} = \mu_{\text{д}} \cdot g \cdot m. \quad (1.62)$$

Мощность подачи $P_{\text{под}}$ определяется усилием $F_{\text{под}}$, преодолеваемым приводом подачи, и скоростью подачи $V_{\text{под}}$, м/с:

$$P_{\text{под}} = F_{\text{под}} \cdot V_{\text{под}} \cdot 10^{-3}. \quad (1.63)$$

Скорость подачи определяется подачей и угловой скоростью изделия $\omega_{\text{и}}$:

$$V_{\text{под}} = s \cdot \omega_{\text{и}} \cdot 10^{-3}, \quad (1.64)$$

где $s = 0,5$ мм/об — величина подачи при черновой обработке.

Угловая скорость изделия равна

$$\omega_{\text{и}} = \frac{V_u}{0,5d \cdot 60}. \quad (1.65)$$

Аналогично рассчитывают мощность двигателя продольной подачи при чистовой обработке. При расчете следует учитывать диаметр заготовки после черновой обработки, материал резца для чистовой обработки, глубину резания t при подаче s , период стойкости резца.

Далее определяются расчетная и действительная скорости резания при чистовой обработке, рассчитываются

тангенциальная составляющая и усилие подачи при чистовой обработке. Определяется частота вращения шпинделя, соответствующая найденной скорости резания, и скорость подачи при чистовой обработке. Полученные данные позволяют определить мощность подачи при чистовой обработке.

Расчет статического момента двигателя продольной подачи

Статический момент определяется усилием, передаваемым в направлении подачи при установившемся движении органа станка. От усилия подачи на валу ходового винта стола возникает момент $M_{\text{хв}}$ [5]:

$$M_{\text{хв}} = 0,5 F_{\text{под}} \cdot d_{\text{сп}} \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi), \quad (1.66)$$

где $d_{\text{сп}}$ — средний диаметр ходового винта, мм; α — угол наклона резьбы ходового винта, град.; φ — угол трения резьбы, град.

Угол наклона резьбы ходового винта определяется диаметром винта и шагом его нарезки [5]:

$$\alpha = \arctg \frac{t_{\text{хв}}}{\pi \cdot d_{\text{сп}}}, \quad (1.67)$$

где $t_{\text{хв}}$ — шаг ходового винта, мм.

Угол трения резьбы, в соответствии с [10], равен

$$\varphi = \arctg \left(\frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right), \quad (1.68)$$

где $f = 0,1 \dots 0,3$ — коэффициент трения; $\alpha = 45^\circ$ — угол наклона резьбы.

Вращающий момент на валу ходового винта определяет момент статического сопротивления M_c на валу двигателя подачи:

$$M_c = \frac{M_{\text{хв}}}{i \cdot \eta_{\text{пер}}}, \quad (1.69)$$

где i — передаточное отношение от двигателя к ходовому винту; $\eta_{\text{пер}}$ — КПД передач от двигателя к ходовому винту.

По рекомендации [11] КПД передачи «винт — гайка качения» без натяга $\eta = 0,95$. Затем находят величины статических моментов, соответствующие режимам трогания, холостого хода, режиму резания при черновой и чистовой обработке.

Линейное ускорение стола a в соответствии с [5] принимают равным $0,8 \text{ м/с}^2$.

Построение тахограммы и нагрузочной диаграммы исполнительного органа привода продольной подачи

Время обработки детали при черновом точении $t_{\text{черн}}$, с, находим по формуле

$$t_{\text{черн}} = \frac{60\ell}{V_{\text{черн}}}, \quad (1.70)$$

где ℓ — длина заготовки, м; $V_{\text{черн}}$ — скорость при черновом точении, м/мин.

При чистовой обработке

$$t_{\text{чист}} = \frac{60\ell}{V_{\text{чист}}}.$$

Время перемещения инструмента в исходное положение $t_{\text{ин}}$ определяется при моменте $M_{\text{с.хх}}$ и скорости перемещения $V_{\text{ин}}$.

Время полного цикла $t_{\text{ц}}$, с:

$$t_{\text{ц}} = t_{\text{черн}} + t_{\text{чист}} + 2t_{\text{ин}}.$$

Тахограмма исполнительного органа привода продольной подачи, совмещенная с нагрузочной диаграммой, приведена на рисунке 1.11.

Значение эквивалентного момента за цикл $M_{\text{экв}}$, Н·м, находим по формуле

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{M_{\text{с.черн}}^2 \cdot t_{\text{черн}} + M_{\text{с.чист}}^2 \cdot t_{\text{чист}} + 2M_{\text{с.хх}}^2 \cdot t_{\text{ин}}}{t_{\text{ц}}}}. \quad (1.71)$$

Для двигателей, работающих с переменной скоростью (и при отсутствии независимой вентиляции), необходимо учитывать ухудшение теплоотдачи при понижении скорости. Коэффициент ухудшения теплоотдачи будет ме-

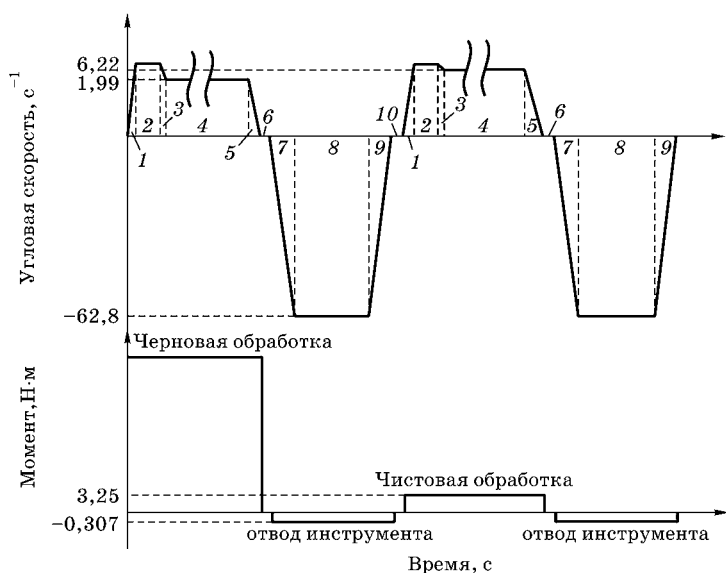


Рис. 1.11

Тахограмма и нагрузочная диаграмма исполнительного органа привода продольной подачи:

1 — разгон двигателя; 2 — холостой ход; 3 — врезание инструмента; 4 — обработка; 5 — торможение двигателя; 6 — отвод инструмента; 7 — разгон двигателя; 8 — отвод инструмента в исходное положение; 9 — торможение; 10 — подвод инструмента.

няться от β_0 (коэффициент ухудшения теплоотдачи при неподвижном роторе) до $\beta_{\text{ном}} = 1$ (коэффициент ухудшения теплоотдачи при номинальной частоте) [9].

С учетом коэффициента ухудшения теплоотдачи (1.54) эквивалентные мощность и момент выражаются формулами

$$P_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m \left(P_i \cdot \frac{\omega_{\text{ном}}}{\omega_i} \right)^2 \cdot t_i}{\sum_{i=1}^m \beta_i \cdot t_i}}, \quad M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m M_i^2 \cdot t_i}{\sum_{i=1}^m \beta_i \cdot t_i}}, \quad (1.72)$$

где β_i — коэффициент ухудшения теплоотдачи на i -м участке, соответствующий значению угловой скорости на этом участке.

Для каждого режима работы определяют коэффициент ухудшения теплоотдачи, который подставляется в формулы эквивалентных мощности и момента.

Эквивалентная мощность за цикл:

$$P_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{\left(P_{\text{черн}} \frac{\omega_{\text{ном}}}{\omega_{\text{черн}}}\right)^2 t_{\text{черн}} + \left(P_{\text{чист}} \frac{\omega_{\text{ном}}}{\omega_{\text{чист}}}\right)^2 t_{\text{чист}} + 2\left(M_{\text{ип}} \omega_{\text{хх}} \frac{\omega_{\text{ном}}}{\omega_{\text{хх}}}\right)^2 t_{\text{ип}}}{\beta_1 \cdot t_{\text{черн}} + \beta_2 \cdot t_{\text{чист}} + 2\beta_3 \cdot t_{\text{ип}}}}.$$

Эквивалентный момент за цикл:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{M_{\text{с. черн}}^2 \cdot t_{\text{черн}} + M_{\text{с. чист}}^2 \cdot t_{\text{чист}} + 2M_{\text{с. хх}}^2 \cdot t_{\text{ип}}}{\beta_1 \cdot t_{\text{черн}} + \beta_2 \cdot t_{\text{чист}} + 2\beta_3 \cdot t_{\text{ип}}}}.$$

При выборе номинального момента двигателя учитывают коэффициент запаса $K_{\text{зап}} = 1,1$:

$$M_{\text{расч}} = K_{\text{зап}} \cdot M_{\text{экв}}.$$

При выборе двигателя его параметры должны удовлетворять неравенствам [6]

$$M_{\text{ном}} \geq M_{\text{экв}}, \quad P_{\text{ном}} \geq P_{\text{экв}}.$$

1.4. ФРЕЗЕРНЫЕ СТАНКИ

1.4.1. Общая характеристика и назначение

Фрезерные станки имеют весьма широкую область применения и разделяются на две основные группы: 1) станки общего назначения; 2) специализированные станки. К первой группе относятся станки консольные и бесконсольные, продольно-фрезерные, станки непрерывного фрезерования (карусельные и барабанные). Ко второй группе относятся станки копировально-фрезерные, зубофрезерные, резьбофрезерные, шпоночно-фрезерные, шлицефрезерные и др.

Типоразмеры станков характеризуются площадью рабочей (крепежной) поверхности стола или размерами обрабатываемой заготовки (при зубо- и резьбообработке). По указанному признаку станки имеют пять градаций, которые приведены в таблице 1.9.

Таблица 1.9

Типоразмеры станков

Размер	Площадь поверхности стола, мм
0	200×800
1	250×1000
2	320×1250
3	400×1600
4	500×2000

Фрезерные станки образуют шестую группу металлорежущих станков, выпускаемых в России. Всего существует девять групп станков. Каждый станок имеет свой шифр, первая цифра в котором обозначает группу станка:

- 1 — консольные вертикально-фрезерные;
- 2 — непрерывного действия;
- 3 — продольные одностоечные;
- 4 — копировальные и гравировальные;
- 5 — вертикальные бесконсольные (с крестовым столом);
- 6 — продольно-фрезерные;
- 7 — широкоуниверсальные;
- 8 — консольные горизонтальные;
- 9 — разные.

Вторая цифра обозначает тип станка.

Третья и при необходимости четвертая цифры обозначают характерные размеры станка. Кроме цифр в обозначение модели станка может входить буква. Если буква стоит между первой и второй цифрами, то это означает, что конструкция станка модифицирована. Если буква стоит в конце шифра станка, то это может означать следующее:

- 1) конструктивную модификацию основной модели;
- 2) различное исполнение станков в зависимости от точности (Н — нормальной точности, П — повышенной, В — высокой, А — особо высокой и С — станки особо точные, называемые мастер-станками);
- 3) различное исполнение с учетом используемой системы управления станком.

Консольно-фрезерные станки — наиболее распространенный тип станков, используемый для фрезерных работ. Отличительная особенность таких станков — наличие консоли (кронштейна), несущей стол и перемещающейся по направляющим станины вверх и вниз. В горизонтально-фрезерных станках шпиндель расположен горизонталь-

но, и стол перемещается в трех взаимно перпендикулярных направлениях. Отличие универсальных консольно-фрезерных станков от горизонтальных заключается только в возможности поворота стола относительно вертикальной оси, а широкоуниверсальных фрезерных станков от универсальных — в наличии на станине специального хобота, на торце которого установлена дополнительная головка со шпинделем, поворачивающаяся под углом в любом направлении. Вертикально-фрезерные станки отличаются от горизонтально-фрезерных вертикальным расположением шпинделя и отсутствием хобота.

Фрезерные станки с ЧПУ

Фрезерные станки с числовым программным управлением (ЧПУ) предназначены для обработки плоских и пространственных поверхностей заготовок сложной формы. Конструкции фрезерных станков с ЧПУ аналогичны конструкциям традиционных фрезерных станков, отличие от последних заключается в автоматизации перемещений по управляющей программе (УП) при формообразовании. В основе классификации фрезерных станков с ЧПУ лежат следующие признаки:

- 1) расположение шпинделя (горизонтальное или вертикальное);
- 2) число координатных перемещений стола или фрезерной бабки;
- 3) число используемых инструментов (одноинструментные или многоинструментные);
- 4) способ установки инструментов в шпиндель станка (вручную или автоматически).

По компоновке фрезерные станки с ЧПУ делят на четыре группы:

- 1) вертикально-фрезерные с крестовым столом;
- 2) консольно-фрезерные;
- 3) продольно-фрезерные;
- 4) широкоуниверсальные инструментальные.

В вертикально-фрезерных станках с крестовым столом стол перемещается в продольном (ось X) и поперечном (ось Y) горизонтальном направлениях, а фрезерная бабка — в вертикальном направлении (ось Z).

В консольно-фрезерных станках стол перемещается по трем координатным осям (X , Y и Z), а бабка неподвижна.

В продольно-фрезерных станках с подвижной поперечиной стол перемещается по оси X , шпиндельная бабка — по оси Y , а поперечина — по оси Z . В продольно-фрезерных станках с неподвижной поперечиной стол перемещается по оси X , а шпиндельная бабка — по осям Y и Z .

В широкоуниверсальных инструментальных фрезерных станках стол перемещается по осям X и Y , а шпиндельная бабка — по оси Z .

Фрезерные станки в основном оснащают прямоугольными и контурными устройствами ЧПУ.

При прямоугольном управлении (условное обозначение в моделях русских станков — Ф2) стол станка совершает движение в направлении, параллельном одной из координатных осей, что делает невозможной обработку сложных поверхностей. Станки с прямоугольным управлением применяют для фрезерования плоскостей и скосов, уступов, пазов, разновысоких бобышек и других аналогичных поверхностей.

При контурном управлении (условное обозначение в модели станка — Ф3 и Ф4) траектория перемещения стола более сложная. Станки с контурным управлением используют для фрезерования различных кулачков, штампов, пресс-форм и других аналогичных поверхностей. Число управляемых координат, как правило, равно трем, а в некоторых случаях — четырем и пяти. При контурном управлении движение формообразования производится не менее чем по двум координатным осям одновременно.

В отдельных случаях на фрезерных станках при обработке заготовок простой формы в условиях средне- и крупносерийного производства также применяют системы ЧПУ.

Во фрезерных станках с ЧПУ в качестве привода главного движения используют асинхронные электродвигатели (в этих случаях имеется коробка скоростей) или электродвигатели постоянного тока.

На небольших фрезерных станках с прямоугольным ЧПУ применяют один приводной электродвигатель посто-

янного тока и коробку передач с автоматически переключаемыми электромагнитными муфтами, а на тяжелых станках с контурным управлением каждое управляемое координатное перемещение осуществляется от автономного электропривода постоянного тока.

Приводы движения подачи фрезерных станков с ЧПУ имеют короткие кинематические цепи, передающие движение от двигателя непосредственно исполнительному органу.

Продольно-фрезерные станки

Продольно-фрезерные станки (ПФС) широко используются в разных отраслях машиностроения при обработке большого количества деталей, отличающихся конструктивно-технологическими параметрами.

На продольно-фрезерных станках отрезают заготовки, фрезеруют плоские и криволинейные поверхности, вырезают пазы и уступы. Различают фрезерные станки с прерывистым циклом обработки (простые и универсальные), предусматривающие вспомогательный обратный ход или выключение подачи для снятия или закрепления заготовок, и станки с непрерывным циклом (конвейерного типа), на которых заготовки снимают и закрепляют во время рабочего хода.

На эффективность обработки детали на продольно-фрезерных станках, кроме форсирования режимов резания, влияет сокращение вспомогательного времени на управление станком, закрепление заготовки, смену и настройку инструмента. Высокопроизводительное фрезерование сопровождается значительными силами резания, сильно колеблющимися по величине, поэтому следует уделять особое внимание жесткости технологической системы.

В качестве примера приводим технические характеристики отечественного продольно-фрезерного трехшпиндельного станка модели 6Г608:

- напряжение цеховой сети — 380 В;
- питание двигателей постоянного тока: якорь — 220 В; возбуждение — 220 В;
- установленная мощность станка — 59 кВт.

В станке реализовано двенадцать электроприводов. В трех из них использованы электродвигатели постоянного тока с обмоткой независимого возбуждения:

- 1) электропривод перемещений стола;
- 2) электропривод перемещений горизонтальных шпиндельных бабок;
- 3) электропривод перемещений вертикальной шпиндельной бабки.

Все остальные приводы станка выполнены от асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором:

- 1) три электропривода вращения шпинделей;
- 2) электропривод гидронасоса;
- 3) электропривод перемещения траверсы;
- 4) электропривод насоса смазки стола;
- 5) электронасос охлаждения;
- 6) два электропривода механизмов уборки стружки.

Продольно-фрезерный станок модели 6Г608 оснащен двумя горизонтальными (левой и правой) и одной вертикальной шпиндельными бабками. Станки такого типа предназначены для обработки крупных деталей. Шпиндельные бабки с фрезами располагают на траверсе и стойках, а изделие на столе. Продольная подача обеспечивается столом, поперечная и вертикальная — шпиндельной бабкой. Вспомогательные приводы на продольно-фрезерных станках перемещают траверсу, закрепляют шпиндельные бабки, подают смазку и охлаждающую жидкость.

В ходе обработки детали на станке она либо зажимается в тиски, либо прикручивается непосредственно к станине стола. Затем с помощью подач стола и шпиндельных бабок деталь подводится к вращающимся фрезам. Используются фрезы цилиндрические, дисковые, концевые, торцевые, сверлопазовые, угловые, Т-образные и др.

Механизмы перемещения стола и шпиндельных бабок имеют бесступенчатое регулирование, осуществляемое от индивидуальных электродвигателей постоянного тока. Питание для всех трех электродвигателей подается с тиристорных преобразователей. Изменение величины подачи стола осуществляется плавным изменением напряжения на якоре

электродвигателя постоянного тока в системе «тиристорный преобразователь — двигатель постоянного тока» (ТП-Д).

На станке возможна работа в двух режимах: универсальном («работа») и наладочном («наладка»).

На валу электродвигателей подач установлены тахогенераторы, которые служат для обратной связи по скорости.

Электроприводы имеют: тепловую защиту, осуществляемую тепловым реле; токоограничение, настроенное на 1,5-кратный ток электродвигателя привода стола; защиту от перенапряжений посредством реле напряжения.

Кинематика электропривода подачи стола

Электропривод подачи обеспечивает подвод закрепленной на столе заготовки к вращающимся фрезам (рис. 1.12).

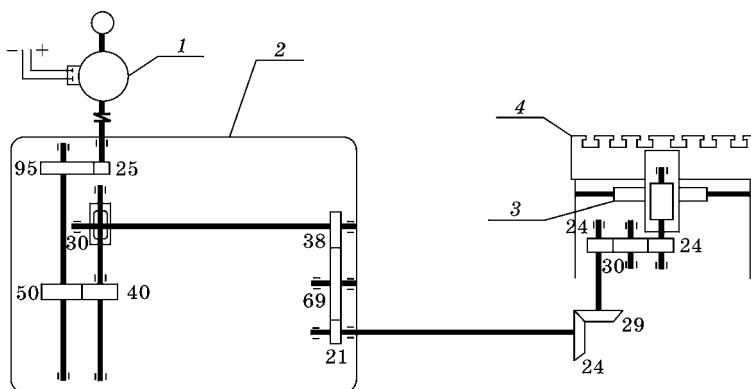


Рис. 1.12

Кинематическая схема электропривода подачи стола продольно-фрезерного станка:

1 — электродвигатель постоянного тока; 2 — редуктор; 3 — передача рейка — шестерня; 4 — стол.

Техническая характеристика привода продольной подачи

- наибольшая величина продольного перемещения стола — 2500 мм;
- ширина стола — 630 мм;
- длина стола — 2500 мм;

- масса стола — 2000 кг;
- наибольшая масса обрабатываемой заготовки — 4000 кг;
- максимальная скорость быстрых продольных перемещений — 4500 мм/мин;
- минимальная скорость продольной рабочей подачи — 10 мм/мин;
- максимальная скорость продольной рабочей подачи — 3000 мм/мин;
- минимальная скорость подач шпиндельных бабок — 10 мм/мин;
- максимальная скорость подач шпиндельных бабок — 750 мм/мин;
- масса станка — 17 000 кг.

1.4.2. Технологический процесс фрезерования

Фрезерование является одним из наиболее распространенных и высокопроизводительных способов механической обработки резанием. Обработка производится многолезвийным инструментом — фрезой.

Особенностью процесса резания при фрезеровании является то, что зубья фрезы не находятся в контакте с обрабатываемой поверхностью все время. Каждое лезвие фрезы последовательно вступает в процесс резания, изменяя толщину срезаемого слоя от наибольшей к наименьшей, или наоборот. Одновременно в процессе резания могут находиться несколько режущих кромок. Это вызывает ударные нагрузки, неравномерность протекания процесса, вибрации и повышенный износ инструмента, а также повышенные нагрузки на станок.

Фрезы различают [11]:

- 1) по форме — дисковые, цилиндрические, конические;
- 2) по конструкции — цельные, составные, сборные и насадные, хвостовые;
- 3) по применяемому материалу режущей кромки — быстрорежущие и твердосплавные;
- 4) по расположению лезвий — периферийные, торцевые и периферийно-торцевые;

5) по направлению вращения — праворежущие и леворежущие;

6) по форме режущей кромки — профильные (фасонные и обкаточные), прямоугольные, косозубые, с винтовым зубом;

7) по форме задней поверхности зуба — затылованные и незатылованные;

8) по назначению — концевые, угловые, прорезные, шпоночные, фасонные, резьбовые, модульные и др.

Процесс обработки заготовки на станке состоит из двух технологических циклов — черновой и чистовой обработок [11]. При черновой обработке срезается слой металла толщиной 2...20 мм. При чистовой обработке обеспечивается нужный показатель шероховатости обрабатываемой поверхности при срезании слоя металла толщиной 0,1...2 мм.

Рассмотрим фрезерование цилиндрической фрезой из быстрорежущей стали с крупным зубом. Примем диаметр фрезы $D=100$ мм, длину фрезы $L=100$ мм, число зубьев фрезы $z=12$, ширину фрезерования $B=50$ мм [5].

Обрабатываемый материал заготовки — сталь конструкционная углеродистая с пределом прочности $\sigma_B=750$ МПа.

Внешний вид заготовки приведен на рисунке 1.13.

Подачи при черновом фрезеровании цилиндрическими фрезами из быстрорежущей стали, если мощность фрезерной головки ниже 10 кВт, следует брать из диапазона $s_z=0,05...0,1$ мм в зависимости от жесткости системы «заготовка — приспособление» [4]. Примем глубину резания $t=20$ мм и скорость подачи стола на один зуб $s_z=0,1$ мм.

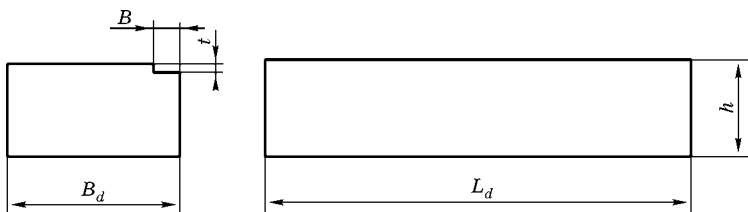


Рис. 1.13
Внешний вид заготовки

Скорость резания — окружная скорость фрезы, м/мин:

$$V = \frac{C_v \cdot D^q \cdot K_v}{T^m \cdot t^x \cdot s_z^y \cdot B^z \cdot z^n}, \quad (1.73)$$

где C_v — коэффициент, зависящий от вида обработки (черновая или чистовая), обрабатываемого материала, вида и охлаждения фрезы, $C_v=35,0$; D — диаметр фрезы, мм; t — глубина резания, определяемая толщиной снимаемого слоя металла за один ход, мм; z — число зубьев фрезы; T — стойкость фрезы, равная 180 мин при обработке стали цилиндрическими фрезами из быстрорежущей стали; s_z — подача на зуб фрезы, мм; B — ширина фрезерования, мм; $K_v=1$ — поправочный коэффициент на скорость резания; q, m, x, y, z, n — показатели степени, принимаемые по справочникам режимов резания [4].

Число оборотов фрезы при черновом фрезеровании, об/мин:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D}. \quad (1.74)$$

Подача на один оборот фрезы при черновом фрезеровании, мм:

$$s_0 = s_z \cdot z. \quad (1.75)$$

Минутная подача при черновом фрезеровании, мм/мин:

$$s_m = s_0 \cdot n. \quad (1.76)$$

1.4.3. Расчет сил резания при фрезеровании

Определим окружную силу резания при черновом фрезеровании [11]. Угол контакта находится из треугольника AOB в соответствии с рисунком 1.14:

$$\cos \psi_k = \frac{\frac{D}{2} - t}{\frac{D}{2}} = 1 - \frac{2t}{D}. \quad (1.77)$$

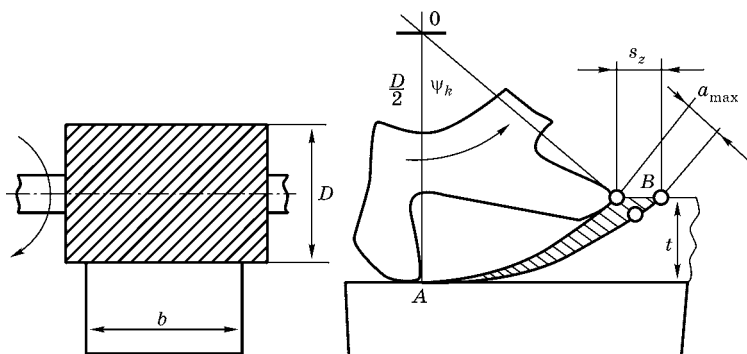


Рис. 1.14
Фрезерование плоскости

Максимальная толщина срезаемого слоя металла, мм:

$$a_{\max} = s_z \cdot \sin \psi_k. \quad (1.78)$$

Для обработки стали с пределом прочности $\sigma_B = 750$ МПа по значению a_{\max} находится величина удельной силы p по справочнику [3, табл. 1].

Площадь среднего поперечного сечения срезаемого слоя металла, мм²:

$$S_{\text{ср}} = \frac{B \cdot t \cdot s_z \cdot z}{\pi \cdot D}. \quad (1.79)$$

Фрезерование может осуществляться двумя способами: против подачи — так называемое *встречное фрезерование*, когда направление подачи противоположно направлению вращения фрезы (рис. 1.15а), и фрезерование по подаче — *попутное фрезерование*, когда направление подачи и вращения фрезы совпадают (рис. 1.15б).

Суммарная окружная сила $F_{\text{ок}}$ и радиальная сила резания F_r имеют равнодействующую F , которую можно разложить на две составляющие (рис. 1.15) — горизонтальную F_r , направленную вдоль поперечной подачи и определяющую мощность, потребляемую приводом подачи, и вертикальную $F_{\text{в}}$, направленную вдоль вертикальной оси, стремящуюся оттолкнуть фрезу от заготовки [11].

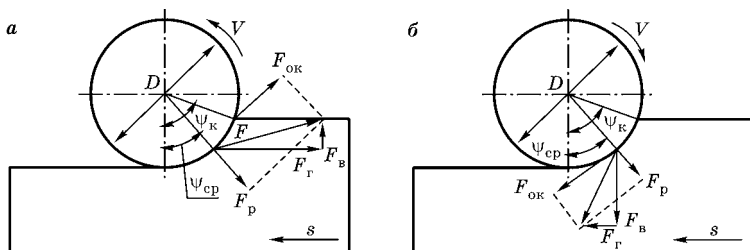


Рис. 1.15

Схемы действия сил при цилиндрическом фрезеровании:

a — встречном; *б* — попутном.

Окружная сила резания, H , при давлении резания P , равна

$$F_{ок} = p \cdot S_{сп} \cdot g. \quad (1.80)$$

Значения отдельных составляющих силы резания можно определить, зная $F_{ок}$ [11] и особенности способов фрезерования — встречного или попутного.

При встречном фрезеровании нагрузка на зуб возрастает от нуля до максимума; при этом зубья фрезы, действуя на заготовку, стремятся «оторвать» ее от стола станка или приспособления, в котором она закреплена. Такое направление силы вызывает в ряде случаев (при больших припусках на обработку) упругие деформации в системе СПИД, что, в свою очередь, приводит к вибрациям и увеличению шероховатости обработанной поверхности. Зубья фрез при этом интенсивно изнашиваются, так как в момент врезания в заготовку их задние поверхности трутся об упрочненную, уже обработанную поверхность, преодолевая значительную силу трения.

Встречное фрезерование рекомендуется для предварительной обработки, и особенно при работе по корке (зона хрупкого металла повышенной твердости).

Значения отдельных составляющих силы резания при встречном фрезеровании цилиндрическими фрезами, если значение $F_{ок}$ известно, определяют по формулам

$$F_{т} = (1 \dots 1,2) \cdot F_{ок},$$

$$F_{в} = (0,2 \dots 0,3) \cdot F_{ок},$$

$$F_{р} = (0,35 \dots 0,4) \cdot F_{ок}.$$

При попутном фрезеровании зуб врежется в материал при максимальной толщине срезаемого слоя и наибольшей нагрузке, что исключает начальное проскальзывание зуба. При попутном фрезеровании получается поверхность с меньшей шероховатостью и более высокой точностью, так как зубьями фрезы во время обработки заготовка прижимается к столу станка, что уменьшает вибрацию. Для успешного применения попутного фрезерования необходимо беззазорное соединение ходового винта и маточной гайки стола станка. Попутное фрезерование используют для предварительных и чистовых работ при отсутствии корки, на жестких станках с компенсаторами зазоров в узлах стола.

Значения составляющих силы резания при попутном фрезеровании цилиндрическими фрезами рассчитывают по формулам

$$\begin{aligned}F_{\Gamma} &= (0,8 \dots 0,9) \cdot F_{\text{ок}}, \\F_{\text{в}} &= (0,75 \dots 0,8) \cdot F_{\text{ок}}, \\F_{\text{п}} &= (0,35 \dots 0,4) \cdot F_{\text{ок}}.\end{aligned}$$

Горизонтальная составляющая силы резания F_{Γ} определяет усилие, которое необходимо приложить к столу станка для осуществления рабочей подачи.

Составляющая усилия подачи от усилия резания при черновом фрезеровании, Н:

$$F_{\text{рез}} = K_{\text{зап}} \cdot F_{\Gamma} \cdot g, \quad (1.81)$$

где $K_{\text{зап}}$ — коэффициент запаса (обычно $K_{\text{зап}} = 1 \dots 1,5$); g — ускорение свободного падения.

Составляющая усилия подачи от сил трения в направляющих скольжения со смазкой, Н:

$$F_{\text{тр}} = g \cdot (m_1 + m_2) \cdot f_{\text{тр}}, \quad (1.82)$$

где m_1 — масса перемещающегося узла станка, кг; m_2 — масса заготовки, кг; $f_{\text{тр}}$ — коэффициент трения скольжения (обычно $f_{\text{тр}} = 0,1$).

Усилие подачи по горизонтальной оси при черновом фрезеровании, Н:

$$F_{\text{под}} = F_{\text{рез}} + F_{\text{тр}}. \quad (1.83)$$

Скорость вращения двигателя при черновой обработке, с^{-1} :

$$\omega_{\text{черн}} = \frac{2s_m \cdot i_p}{60D}, \quad (1.84)$$

где i_p — передаточное число редуктора; s_m — минутная подача.

Подачи при чистовом фрезеровании цилиндрическими фрезами из быстрорежущей стали при параметре шероховатости обрабатываемой поверхности $R_a = 1,6$ мкм следует брать из диапазона $s_z = 1,0 \dots 3,8$ мм в зависимости от диаметра фрезы и типа обрабатываемого материала. Глубина резания при чистовой обработке $t = 0,1 \dots 2$ мм [3].

Расчет ведется в той же последовательности, что и при черновой обработке (формулы (1.77)–(1.84)).

Время цикла работы привода подачи стола определяют по формуле

$$t_{\text{ц}} = t_{\text{черн}} + t_{\text{чист}} + 2t_{\text{бх}} + t_{\text{си}}. \quad (1.85)$$

Время обработки детали на станке, с:

$$t_o = \frac{60L_d}{s_m}. \quad (1.86)$$

Время работы двигателя в режиме быстрого хода складывается из времени $t_{\text{п}}$ подвода стола с заготовкой к фрезу и времени t_p перемещения стола в исходное состояние перед началом чистового фрезерования:

$$t_{\text{бх}} = t_{\text{п}} + t_p.$$

Время смены инструмента $t_{\text{си}} = 30$ с.

Наконец, находят время цикла работы привода подачи по формуле (1.85).

Расчет радиальной и вертикальной составляющей силы резания проводится аналогично расчету горизонтальной составляющей по методике, изложенной в [11].

1.4.4. Требования к приводу подачи

Требования к электроприводам и системам управления станками определяются технологией обработки, конструктивными возможностями станка и режущего инструмента.

Основные технологические требования направлены на обеспечение:

- 1) широкого круга технологических режимов обработки с использованием современного режущего инструмента;
- 2) максимальной производительности;
- 3) наибольшей точности обработки;
- 4) высокой чистоты обрабатываемой поверхности;
- 5) высокой степени повторяемости размеров деталей в обрабатываемой партии (стабильность) [5].

Удовлетворение всем этим и другим требованиям зависит от характеристик станка и режущего инструмента, мощности главного привода и электромеханических свойств приводов подач и систем управления.

При всем многообразии станков требования, предъявляемые к их приводам, определяются главным образом не тем, к какой группе относится станок, а для какого движения предназначен привод: главного, подач или вспомогательного. Именно это определяет мощность, способ и диапазон регулирования скорости, необходимую плавность регулирования, требования к жесткости, стабильности характеристик и динамике [12]. Полный диапазон регулирования в станках фрезерной группы составляет 100...10 000.

В последние годы существенно изменилась конструкция станков вследствие значительного сокращения механической части приводов подач. В ряде случаев стала возможной установка высокомоментных двигателей, имеющих меньшие габаритные размеры по сравнению с обычными двигателями постоянного тока (ДПТ) с электромагнитным возбуждением, непосредственно на ходовой винт. Исключение коробки передач привело не только к сокращению механической части привода, но также и к повышению КПД и снижению момента инерции электромеханического привода. В связи с этим снизилась нагрузка на двигатель при холостых перемещениях и возросла составляющая от резания в общей нагрузке приводов подач. В большинстве современных станков средних размеров нагрузка на двигатель при рабочих подачах без

резания составляет не более 20...30% номинальной нагрузки. Рост составляющей от сил резания в общей нагрузке на привод подачи увеличил колебание нагрузки на электроприводе подачи при резании, что ужесточило требование к статической и динамической жесткости привода подачи.

Определенные требования к приводу подач накладываются системой числового управления (ЧПУ). В частности, скорость быстрых перемещений зависит от характеристик механической части привода, максимальной частоты сигнала управления приводами от системы ЧПУ [13], дискретности управления, максимальной частоты вращения приводного электродвигателя, коэффициента редукции передачи от двигателя к механизму, коэффициента усиления по скорости следящего привода и максимального значения ошибки, запоминаемой системой ЧПУ. В соответствии с предельными характеристиками передачи «винт — гайка качения» определяются максимальная требуемая частота вращения двигателя и максимально допустимое ускорение, представляющее отношение максимального вращающего момента к собственному моменту инерции винта. Таким образом, в каждом конкретном случае может быть найдено минимально допустимое время переходного процесса по условиям механической прочности передачи «винт — гайка качения».

Стабильность позиционирования и обработки в значительной степени зависит от стабильности электромеханической системы приводов подач, которая определяется стабильностью ее звеньев и, в первую очередь, привода, датчика положения и системы ЧПУ. Стабильность характеристик комплектного электропривода при достаточно большом коэффициенте усиления определяется стабильностью входного усилителя и датчика скорости. Порядок величин, характеризующих допустимые неустойчивости входного сигнала и сигнала обратной связи, можно определить из следующих рассуждений. В большинстве систем ЧПУ ошибке в 10 мм соответствует сигнал управления приводом, приблизительно равный 10 В. Таким образом, неустойчивости сигнала в 1 мВ соответствует ошибка

1 мкм, а так как нестабильность привода подачи является лишь составляющей в общей нестабильности позиционирования и обработки, то можно судить об исключительно высоких требованиях к стабильности характеристик регулируемого электропривода.

Электроприводы подач должны обеспечить требуемый режим резания при обработке различных деталей. Значения подач должны обеспечить требуемую шероховатость поверхности, высокую стойкость инструмента, а также производительность станка. На стойкость инструмента большое влияние оказывает скорость резания, а не подача, поэтому при выборе электропривода подачи главным является качество обработанной поверхности. Электропривод подач должен обеспечить наибольшие величины ускорений. Это достигается применением быстродействующего привода и снижением приведенного момента инерции механизма подач. При проектировании следует добиваться уменьшения сил в направляющих, передачах и опорах, обеспечения плавности перемещения рабочих органов при малых скоростях и скачкообразном изменении скорости, исключения резонансов элементов механизма подач и всей системы электропривода.

Двигатель должен проходить по нагреву для полученной диаграммы нагрузки методом средних потерь для случая асинхронного двигателя и методом эквивалентных значений для ДПТ с регулированием скорости.

Двигатель должен также проходить по допустимой кратковременной перегрузке: $M_{\max} \leq m_d \cdot M_{\text{ном}}$, где M_{\max} — максимально возможный в рабочем цикле момент; m_d — коэффициент допустимой перегрузки; $M_{\text{ном}}$ — номинальный момент двигателя.

На продольно-фрезерных станках привод подачи должен быть реверсивным, должен обеспечивать широкое регулирование скорости и удовлетворять основным требованиям:

- 1) минимальные габариты двигателя при высоком вращающем моменте;
- 2) обеспечение диапазона скоростей подач стола от 10 до 3000 мм/мин;

- 3) значительная перегрузочная способность привода;
- 4) высокая стабильность характеристик датчика скорости;
- 5) высокое быстродействие и равномерность движения;
- 6) высокая надежность и ремонтпригодность;
- 7) высокая экономичность и малая стоимость.

Как видно из перечисленных, а также многих других требований, совмещение всех их в одном устройстве принципиально невозможно. Поэтому при проектировании электропривода в каждом конкретном случае удовлетворение одних требований достигается в ущерб другим [8].

1.4.5. Нагрузочная диаграмма и тахограмма электропривода подачи

Статический момент определяется усилием, передаваемым в направлении подачи при установившемся движении органа станка. Момент на двигателе от силы резания для передачи рейка — шестерня определяется по формуле

$$M_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{под}} \cdot d}{2i_p \cdot \eta}, \quad (1.87)$$

где $F_{\text{под}}$ — усилие подачи; d — диаметр шестерни; i_p — передаточное отношение редуктора; η — КПД зубчатой передачи, обычно принимается $\eta = 0,85$ [10].

В режиме установившегося движения на быстром ходу статический момент создается силами трения.

При черновой обработке статический момент на валу двигателя равен сумме моментов от усилия резания вдоль оси станка и от сил трения в подвижных звеньях механизма:

$$M_{\text{ст}} = M_{\text{рез}} + M_{\text{тр}}. \quad (1.88)$$

Момент на двигателе от силы резания и от сил трения при чистовой обработке также рассчитывается по (1.88).

Мощность черновой обработки (Вт) равна произведению момента, развиваемого двигателем, на его скорость при черновой обработке:

$$P_{\text{черн}} = M_{\text{черн}} \cdot \omega_{\text{черн}}. \quad (1.89)$$

Мощность чистовой обработки:

$$P_{\text{чист}} = M_{\text{чист}} \cdot \omega_{\text{чист}} \quad (1.90)$$

Результаты расчетов целесообразно свести в таблицу, например так, как показано в таблице 1.10.

Таблица 1.10

Результаты расчетов

Вид обработки	Скорость подачи, мм/мин	Момент на двигателе, Н·м	Мощность подачи, Вт
Черновая	$\omega_{\text{черн}}$	$M_{\text{черн}}$	$P_{\text{черн}}$
Чистовая	$\omega_{\text{чист}}$	$M_{\text{чист}}$	$P_{\text{чист}}$

Примерный вид тахограммы и нагрузочной диаграммы работы привода подачи стола за цикл одного чернового и одного чистового прохода представлен на рисунке 1.16. Для их построения использованы ранее проведенные расчеты длительности операций процесса фрезерования и соответствующих им величин статических моментов.

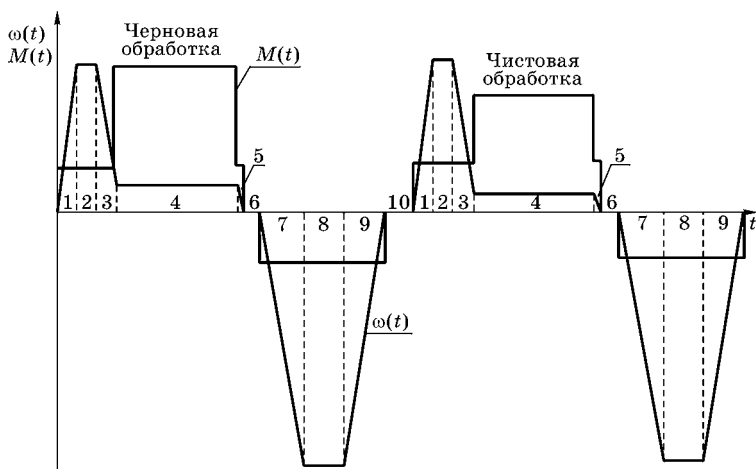


Рис. 1.16

Тахограмма и нагрузочная диаграмма работы электропривода продольной подачи:

1 — разгон двигателя; 2 — холостой ход; 3 — снижение скорости и врезание; 4 — резание; 5 — остановка двигателя; 6 — отвод инструмента; 7 — разгон двигателя в обратную сторону для возвращения стола на исходную позицию; 8 — холостой ход (скорость быстрых перемещений); 9 — торможение двигателя; 10 — смена инструмента.

1.4.6. Расчет предварительной мощности электродвигателя механизма подачи

По нагрузочной диаграмме $M(t)$ и тахограмме $\omega(t)$ в дальнейшем рассчитывается нагрузочная диаграмма $P(t)$. Согласно этим нагрузочным диаграммам определяются эквивалентный момент и эквивалентная мощность. Если двигатель самовентилируемый, то его теплоотдача на отдельных интервалах тахограммы различна. Приближенно зависимость коэффициента ухудшения теплоотдачи от угловой скорости можно считать линейной [9]. По формуле (1.54) определяют коэффициент ухудшения теплоотдачи для каждого режима работы: черновой обработки, чистовой обработки, холостого хода, смены инструмента (β_0).

Для того чтобы привести мощность при угловой скорости ω_i к эквивалентной мощности при $\omega = \omega_{\text{НОМ}}$, используют соотношение

$$P_{\text{э}i} = P_i \cdot \frac{\omega_{\text{НОМ}}}{\omega_i}. \quad (1.91)$$

С учетом коэффициента ухудшения теплоотдачи скорректируем эквивалентные мощность и момент по формулам

$$P_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m \left(P_i \cdot \frac{\omega_{\text{НОМ}}}{\omega_i} \right)^2 \cdot t_i}{\sum_{i=1}^m \beta_i \cdot t_i}}, \quad (1.92)$$

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m M_i^2 \cdot t_i}{\sum_{i=1}^m \beta_i \cdot t_i}}, \quad (1.93)$$

где β_i — коэффициент ухудшения теплоотдачи на i -м интервале, соответствующий значению угловой скорости на этом интервале.

По формулам (1.92) и (1.93) находим значения эквивалентной мощности и эквивалентного момента:

$$P_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{\left(M_{\text{тр}} \cdot \omega_{\text{xx}} \cdot \frac{\omega_{\text{ном}}}{\omega_{\text{xx}}}\right)^2 \cdot t_{\text{бх}} + \left(P_{\text{черн}} \cdot \frac{\omega_{\text{ном}}}{\omega_{\text{черн}}}\right)^2 \cdot t_{\text{черн}} + \left(P_{\text{чист}} \cdot \frac{\omega_{\text{ном}}}{\omega_{\text{чист}}}\right)^2 \cdot t_{\text{чист}}}{\beta_1 \cdot t_{\text{черн}} + \beta_2 \cdot t_{\text{чист}} + \beta_3 \cdot t_{\text{бх}} + \beta_4 \cdot t_{\text{си}}}},$$

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{M_{\text{черн}}^2 \cdot t_{\text{черн}} + M_{\text{чист}}^2 \cdot t_{\text{чист}} + M_{\text{xx}}^2 \cdot t_{\text{бх}}}{\beta_1 \cdot t_{\text{черн}} + \beta_2 \cdot t_{\text{чист}} + \beta_3 \cdot t_{\text{бх}} + \beta_4 \cdot t_{\text{си}}}}.$$

При выборе номинального момента двигателя учтем коэффициент запаса $K_{\text{зап}} = 1,1$:

$$M_{\text{расч}} = K_{\text{зап}} \cdot M_{\text{экв}}. \quad (1.94)$$

При выборе двигателя его параметры должны удовлетворять следующим неравенствам [6]:

- 1) по условию нагрева — $P_{\text{ном}} \geq P_{\text{экв}}$;
- 2) по эквивалентному моменту — $M_{\text{ном}} \geq M_{\text{экв}}$;
- 3) по перегрузочной способности — $M_{\text{д, макс}} \geq M_{\text{макс}}$;
- 4) по пусковому моменту — $M_{\text{пуск}} \geq M_{\text{бх}}$.

При выборе электродвигателя привода подачи необходимо руководствоваться еще и тем, что технологические режимы обработки деталей непостоянны. В зависимости от скорости резания и величины подачи в широком диапазоне меняются и силы резания. Поэтому при проектировании приводов подач продольно-фрезерных станков расчет мощности двигателя необходимо вести по наиболее тяжелым режимам фрезерования и выбирать электродвигатель с номинальной мощностью, превышающей среднюю мощность обработки.

Выбор двигателя и системы управления

Исходными данными для выбора привода подачи служат:

- 1) масса перемещаемого органа привода вместе с деталью;
- 2) сила трения в опорах, направляющих и передаче;
- 3) передаточные отношения механических звеньев привода (коробки передач);
- 4) моменты инерции механических звеньев;
- 5) КПД механических передач;

- 6) скорости быстрого хода и диапазон рабочих подач;
- 7) допустимые для механизмов ускорения;
- 8) циклограмма нагрузки двигателя при работе механизма.

Кроме того, для правильного выбора двигателя необходимо знать законы его регулирования и управления в переходных режимах. Как правило, в механизмах подач регулирование частоты вращения двигателя при постоянном моменте осуществляется изменением напряжения на якоре. Закон управления при разгоне и торможении реализуется системой управления станком. Наиболее распространенными задающими сигналами управления являются ступенчатый и линейно-изменяющийся, однако возможны и другие формы задающих сигналов.

Система ТП-Д удовлетворяет большинству требований, предъявляемых к приводу подач. Электропривод имеет высокую точность поддержки заданных скоростей, широкий диапазон регулирования и малую инерционность. Система позволяет делать до 1000 включений, торможений и реверсов в час.

Производительность, надежность и экономичность рабочих механизмов в значительной степени зависят от правильного выбора мощности приводного двигателя.

Если выбран электродвигатель большей мощности, чем необходимо по условиям его работы, то увеличиваются капитальные затраты и снижается КПД. Если мощность двигателя меньше необходимой, то возникает перегрев обмоток, резко снижающий срок службы двигателя.

Двигатель должен развивать момент, уравновешивающий статический момент сопротивления механизма. Во время переходных процессов электродвигатель, кроме того, должен развивать дополнительный момент, преодолевающий динамические нагрузки, обусловленные силами инерции подвижных частей механизма [6].

В приводах подач станков широко применяются различные двигатели постоянного тока (ДПТ): с пазовым якорем и электромагнитным возбуждением, быстродействующие с гладким и печатным якорями, низкоскоростные высокомоментные двигатели с возбуждением от по-

стоянных магнитов, бесколлекторные ДПТ (вентильные), линейные двигатели [7].

Низкоскоростные, устанавливаемые непосредственно на ходовой вал двигателя серий 4П, ПБСТ, ПСТ, П и др. обеспечивают большее быстродействие механизма, так как их момент инерции, приведенный к винту, значительно меньше приведенного момента инерции высокоскоростных машин. Кроме того, в силу своих конструктивных особенностей низкоскоростные и низковольтные двигатели развивают большие динамические моменты, чем высокоскоростные высоковольтные. Однако при этом значительно возрастают габариты и масса двигателя, так как при отсутствии силового редуктора существенно увеличивается момент на валу двигателя.

Электродвигатели подачи фрезерных станков имеют продолжительный режим работы с ПВ 100%, а наличие охлаждающей жидкости, смазки и металлической стружки вызывает необходимость установки двигателей защищенного исполнения.

Помимо фрезерования цилиндрическими фрезами широко применяется торцевое фрезерование, особенно сти которого изложены далее.

1.4.7. Торцевое фрезерование

В большинстве случаев для обработки открытых и углубленных плоскостей применяются торцевые фрезы. При обработке плоскостей этими фрезами основную работу по удалению припуска выполняют режущие кромки, расположенные на конической и цилиндрической поверхностях. Режущие кромки, расположенные на торце, производят как бы зачистку поверхности, поэтому шероховатость обработанной поверхности получается меньше, чем при фрезеровании цилиндрическими фрезами (рис. 1.17).

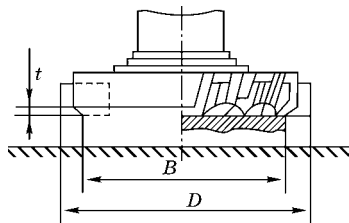


Рис. 1.17

Торцевое фрезерование:

t — глубина фрезерования; B — ширина фрезерования; D — диаметр фрезы.

Зуб торцевой фрезы имеет две режущие кромки: главную и вспомогательную.

Для сокращения основного технологического времени и расхода инструментального материала диаметр фрезы выбирают с учетом жесткости технологической системы, схемы резания, формы и размеров обрабатываемой заготовки.

При торцевом фрезеровании для достижения режимов резания, обеспечивающих наибольшую производительность, диаметр фрезы D , мм, должен быть больше ширины фрезерования B , мм [11]:

$$D = (1,25 \dots 1,5) \cdot B. \quad (1.95)$$

Схемы фрезерования определяются по расположению оси торцевой фрезы заготовки относительно средней линии обрабатываемой поверхности. Различают симметричное и несимметричное торцевое фрезерование.

Симметричным называют такое фрезерование, при котором ось торцевой фрезы проходит через среднюю линию обрабатываемой поверхности.

Несимметричным фрезерованием называют такое фрезерование, при котором ось торцевой фрезы смещена относительно средней линии обрабатываемой поверхности.

Несимметричное торцевое фрезерование может быть встречным или попутным. При *несимметричном встречном торцевом фрезеровании* толщина срезаемого слоя изменяется от некоторой небольшой величины до наибольшей величины, а затем несколько уменьшается. При *несимметричном попутном торцевом фрезеровании* зуб фрезы начинает работать с толщиной среза, близкой к максимальной.

При торцевом фрезеровании стальных заготовок обязательным является их несимметричное расположение относительно фрезы, при этом:

1) для заготовок из конструкционных углеродистых и легированных сталей и заготовок, имеющих корку (черновое фрезерование), сдвиг заготовок — в направлении врезания зуба фрезы, чем обеспечивается начало резания при малой толщине срезаемого слоя;

2) для заготовок из жаропрочных и коррозионностойких сталей и при чистовом фрезеровании сдвиг заготовки — в сторону выхода зуба фрезы из резания, чем обеспечивается выход с минимально возможной толщиной срезаемого слоя.

Несоблюдение указанных правил приводит к значительному снижению стойкости фрезы.

Расчет скорости резания и окружной силы

Данные, необходимые для расчета [11]:

1) заготовка из конструкционной стали с пределом прочности σ_b , МПа;

2) ширина фрезерования B , мм;

3) торцевая насадная фреза диаметром D , мм, со ставными ножами числом z из быстрорежущей стали;

4) припуск на обработку h , мм.

Для чернового фрезерования (рис. 1.18) необходимые для вычислений данные:

1) фрезерование несимметричное встречное;

2) глубина резания t , мм;

3) подача на зуб при средней жесткости системы «заготовка — приспособление» $s_z = 0,06 \dots 0,07$ мм/зуб [11];

4) период стойкости фрезы T , мин.

Для чистового фрезерования (рис. 1.19) необходимые для вычислений данные:

1) фрезерование несимметричное попутное;

2) глубина резания $t = 0,2$ мм;

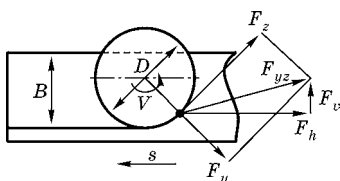


Рис. 1.18

Несимметричное встречное фрезерование:

B — ширина фрезерования; D — диаметр фрезы; s — подача; F_z — главная составляющая силы резания (окружная сила); F_h — горизонтальная составляющая (сила подачи); F_v — вертикальная составляющая; F_y — радиальная составляющая.

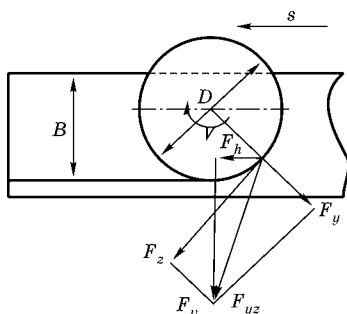


Рис. 1.19

Несимметричное попутное фрезерование

3) шероховатость поверхности $R_a = 3,2$ мкм;

4) подача на оборот $s_0 = 0,5 \dots 1,2$ мм/об [3];

5) подача на зуб $s_z = 0,086$ мм/зуб;

6) период стойкости фрезы $T = 180$ мин.

Скорость резания

Допустимая (расчетная) скорость резания V , м/мин, определяется по эмпирической формуле

$$V = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot s_z^y \cdot B^u \cdot z^p} \cdot K_v, \quad (1.96)$$

где C_v — коэффициент, характеризующий материал заготовки и фрезы; T — стойкость фрезы, мин; t — глубина резания, мм; s_z — подача на зуб, мм/зуб; B — ширина фрезерования, мм; z — число зубьев фрезы; q, m, x, y, u, p — показатели степени; K_v — общий поправочный коэффициент на измененные условия обработки. Величины C_v, q, m, x, y, u, p приведены в [3].

Общий поправочный коэффициент K_v представляет собой произведение отдельных поправочных коэффициентов, каждый из которых отражает изменение относительно исходных отдельных параметров [3]:

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{pv} \cdot K_{iv}, \quad (1.97)$$

где K_{mv} — коэффициент, учитывающий физико-механические свойства обрабатываемого материала; K_{pv} — коэффициент, учитывающий состояние поверхностного слоя заготовки; K_{iv} — коэффициент, учитывающий инструментальный материал.

Расчетную частоту вращения фрезы определяем по формуле

$$n = \frac{1000 V}{\pi \cdot D}, \quad (1.98)$$

где n — число оборотов фрезы, об/мин; D — диаметр фрезы, мм.

Угловая скорость фрезы ω_n , с^{-1} , равна

$$\omega_n = \frac{2\pi}{60} \cdot n. \quad (1.99)$$

Минутную подачу s_m , мм/мин, находим по формуле

$$s_m = s_z \cdot z \cdot n. \quad (1.100)$$

Подача на один оборот фрезы при черновом фрезеровании s_0 , мм/об:

$$s_0 = s_z \cdot z. \quad (1.101)$$

Коэффициент K_{mv} находим по формуле [3]

$$K_{mv} = K_r \cdot \left(\frac{750}{\sigma_B} \right)^{n_v}, \quad (1.102)$$

где K_r — коэффициент, характеризующий группу стали по обрабатываемости; n_v — показатель степени. Для конструкционной стали коэффициент $K_r = 1$, показатель степени $n_v = 0,9$. Коэффициенты, учитывающие состояние поверхности заготовки и состояние инструментального материала, — $K_{mv} = 1$ и $K_{nv} = 1$ [3].

Скорость вращения двигателя $\omega_{\text{черн}}$, с^{-1} , при черновой обработке:

$$\omega_{\text{черн}} = \frac{2\pi \cdot s_m \cdot i_p}{60t}. \quad (1.103)$$

Главная составляющая силы резания F_z , Н, при фрезеровании определяется по формуле

$$F_z = \frac{10C_p \cdot t^x \cdot s^y \cdot B^u \cdot z}{D^q \cdot n^w} \cdot K_p, \quad (1.104)$$

где C_p — коэффициент, характеризующий обрабатываемый материал и другие условия; K_p — общий поправочный коэффициент, представляющий собой произведение коэффициентов, отражающих состояние отдельных параметров, влияющих на величину силы резания:

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{vp} \cdot K_{rp} \cdot K_{fp}, \quad (1.105)$$

где K_{mp} — коэффициент, учитывающий свойства материала обрабатываемой заготовки; K_{vp} — коэффициент, учитывающий скорость резания; K_{rp} — коэффициент, учиты-

вающий величину переднего угла γ ; $K_{\text{фр}}$ — коэффициент, учитывающий величину угла в плане ϕ . Для конструкционной стали $K_{\text{мр}}=1$, $K_{\text{вр}}=1$, $K_{\text{гр}}=0,94$, $K_{\text{фр}}=1,6$.

Из [3] находим значения коэффициента C_p и показателей степеней x, y, u, q, w .

Крутящий момент на шпинделе станка, Н·м:

$$M_{\text{кр}} = F_z \cdot \frac{D}{2 \cdot 1000}, \quad (1.106)$$

где F_z — главная составляющая силы резания, Н; D — диаметр фрезы, мм.

Мощность резания N , кВт, при фрезеровании рассчитывается по формуле

$$N = \frac{F_{z \text{ черн}} \cdot V}{60 \cdot 1020}. \quad (1.107)$$

Значения составляющих силы резания при встречном несимметричном фрезеровании торцевой фрезой согласно [11] выражаются формулами

$$F_{h \text{ черн}} = (0,6 \dots 0,8) \cdot F_{z \text{ черн}},$$

$$F_{v \text{ черн}} = (0,6 \dots 0,7) \cdot F_{z \text{ черн}},$$

$$F_{y \text{ черн}} = (0,3 \dots 0,4) \cdot F_{z \text{ черн}},$$

$$F_{x \text{ черн}} = (0,5 \dots 0,55) \cdot F_{z \text{ черн}},$$

где $F_{x \text{ черн}}$ — осевая сила подачи.

Горизонтальная составляющая силы резания $F_{h \text{ черн}}$, Н, определяет усилие, которое необходимо приложить для осуществления рабочей подачи.

Для линейного перемещения салазок шпинделя двигатель подачи должен обеспечивать усилие подачи $F_{\text{под}}$, Н, которое равно сумме усилия резания, трения и прилипания [5]:

$$F_{\text{под}} = K_{\text{зап}} \cdot F_h + F_{\text{тр}} + F_{\text{пр}}, \quad (1.108)$$

где F_h — горизонтальная составляющая усилия резания, Н; $K_{\text{зап}}$ — коэффициент запаса, $K_{\text{зап}}=1,2 \dots 1,5$; $F_{\text{тр}}$ — усилие трения стола о направляющие, Н; $F_{\text{пр}}$ — усилие прилипания, Н.

Усилие трения салазок шпинделя определяется их массой и массой привода главного движения m , кг, составляющими усилия резания F_y и F_z , направленными нормально к направляющим, Н:

$$F_{\text{тр}} = \mu \cdot (g \cdot m + F_y + F_z), \quad (1.109)$$

где μ — коэффициент трения стола о направляющие; g — ускорение свободного падения, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$.

Усилие прилипания возникает при трогании салазок с места в начале движения:

$$F_{\text{пр}} = \beta_{\text{пр}} \cdot S_{\text{пр}}, \quad (1.110)$$

где $S_{\text{пр}}$ — площадь поверхности прилегания, см^2 ; $\beta_{\text{пр}}$ — удельное усилие прилипания, равное $0,5 \text{ Н/см}^2$ [5].

Все составляющие усилия подачи одновременно не действуют, подача производится вхолостую до начала процесса резания. Поэтому при определении нагрузки двигателя подачи рассматривают отдельно два характерных режима его работы: трогание с места и рабочую подачу.

При трогании с места (режим холостого хода) действуют только усилие трения от массы перемещающихся частей механизма подачи и усилие прилипания, возникающее в начале трогания. Усилие подачи при трогании салазок шпинделя:

$$F_{\text{тр}} = \mu_{\text{т}} \cdot g \cdot m + \beta_{\text{пр}} \cdot S_{\text{пр}}, \quad (1.111)$$

где $\mu_{\text{т}} = 0,2 \dots 0,3$ — коэффициент трения в направляющих при трогании с места [5].

При рабочей подаче в процессе резания, когда салазки шпинделя уже движутся с установившейся скоростью, усилие подачи определяется усилием резания и трения по формуле

$$F_{\text{под}} = K_{\text{зап}} \cdot F_x + \mu_{\text{д}} \cdot (g \cdot m + F_y + F_z), \quad (1.112)$$

где $\mu_{\text{д}} = 0,05 \dots 0,15$ — коэффициент трения в направляющих при движении; $K_{\text{зап}} = 1,5$ — коэффициент запаса [5].

На быстром ходу усилие определяют по формуле

$$F_{\text{под.бх}} = \mu_{\text{д}} \cdot g \cdot m. \quad (1.113)$$

Значения составляющих силы резания при попутном несимметричном фрезеровании торцевой фрезой находят по формулам [11]

$$F_{h \text{ черн}} = (0,2 \dots 0,3) \cdot F_{z \text{ черн}},$$

$$F_{v \text{ черн}} = (0,9 \dots 1,0) \cdot F_{z \text{ черн}},$$

$$F_{y \text{ черн}} = (0,3 \dots 0,4) \cdot F_{z \text{ черн}},$$

$$F_{x \text{ черн}} = (0,5 \dots 0,55) \cdot F_{z \text{ черн}}.$$

Проверка выбранного режима резания по использованию мощности на шпинделе станка

Мощность, затрачиваемая на резание, должна быть меньше или равна мощности на шпинделе: $N \leq N_{\text{шп}}$, где N — эффективная мощность резания, кВт; $N_{\text{шп}}$ — допустимая мощность на шпинделе, определяемая по мощности привода.

Мощность на шпинделе определяют по формуле

$$N_{\text{шп}} = N_{\text{э}} \cdot \eta, \quad (1.114)$$

где $N_{\text{э}}$ — мощность электродвигателя привода главного движения резания, кВт; η — КПД механизмов привода станка, $\eta = 0,85$.

Расчет статического и динамического моментов

Общий вращающий момент двигателя M складывается из статического момента $M_{\text{с}}$ и динамического момента $M_{\text{д}}$:

$$M = M_{\text{с}} + M_{\text{д}}. \quad (1.115)$$

Статический момент определяется усилием, передаваемым в направлении подачи при установившемся движении органа станка.

От усилия подачи на валу ходового винта подачи возникает момент $M_{\text{хв}}$ [5]:

$$M_{\text{хв}} = 0,5 F_{\text{под}} \cdot d_{\text{ср}} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi), \quad (1.116)$$

где $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр ходового винта, мм; α — угол наклона резьбы ходового винта, град.; φ — угол трения резьбы, град.

Угол наклона резьбы ходового винта определяется диаметром винта и шагом его нарезки по формуле

$$\alpha = \arctg \frac{t_{\text{хв}}}{\pi \cdot d_{\text{сп}}}, \quad (1.117)$$

где $t_{\text{хв}}$ — шаг ходового винта, мм.

Угол трения резьбы равен

$$\varphi = \arctg \frac{f}{\cos 0,5\alpha}, \quad (1.118)$$

где $f=0,1\dots 0,15$ — коэффициент трения [10]; $\alpha=30^\circ$ — угол наклона резьбы.

Вращающий момент на валу ходового винта определяет момент статического сопротивления на валу двигателя подачи:

$$M_c = \frac{M_{\text{хв}}}{i \cdot \eta_{\text{пер}}}, \quad (1.119)$$

где i — передаточное отношение от двигателя к ходовому винту; $\eta_{\text{пер}}$ — КПД передач от двигателя к ходовому винту.

По рекомендации [5] КПД передачи «винт — гайка качения» с натягом $\eta=0,85$. Найдем величины статических моментов, соответствующие режимам трогания, холостому ходу, режиму резания при черновой и чистовой обработке. Для этого подставим соответствующие величины в формулу (1.119).

Мощность черновой обработки $P_{\text{черн}}$, Вт, равна произведению момента, развиваемого двигателем, на его скорость при черновой обработке:

$$P_{\text{черн}} = M_{\text{с.черн}} \cdot \omega_{\text{черн}}. \quad (1.120)$$

Мощность чистовой обработки $P_{\text{чист}}$, Вт, равна

$$P_{\text{чист}} = M_{\text{с.чист}} \cdot \omega_{\text{чист}}. \quad (1.121)$$

Динамический момент на двигателе определяется суммарным моментом инерции механизма, приведенным к валу двигателя, $J_{\text{мех. пр}}$ и собственным моментом инерции двигателя $J_{\text{дв}}$, умноженным на угловое ускорение:

$$M_d = (J_{\text{мех.пр}} + J_d) \cdot \varepsilon. \quad (1.122)$$

Момент инерции линейно-перемещающегося узла, кг·м², приведенный к валу двигателя, согласно [5] равен

$$J_{\text{ст.пр}} = m \cdot \left(\frac{t_{\text{хв}}}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{1}{i^2}, \quad (1.123)$$

где m — масса узла станка; t — шаг ходового винта, мм; i — передаточное отношение от двигателя к ходовому винту.

Момент инерции винта, приведенный к валу двигателя, рассчитывается по формуле

$$J_{\text{в.пр}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}}^4 \cdot \ell_{\text{в}} \cdot \gamma}{32i^2}, \quad (1.124)$$

где $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр винта, м; $\ell_{\text{в}}$ — длина винта, м; $\gamma = 7700$ кг/м³ — плотность стали.

Суммарный момент инерции механизма, приведенный к валу двигателя, равен

$$J_{\text{мех.пр}} = J_{\text{ст.пр}} + J_{\text{в.пр}}. \quad (1.125)$$

Коэффициент отношения масс

$$Y = \frac{J_1 + J_2}{J_1}$$

не должен превышать 1,2...2. Здесь J_1 — момент инерции двигателя, J_2 — момент инерции механизма, приведенный к валу двигателя.

При $Y = 1,2$ приближенно можно принять $J_d = 5J_2$.

Линейное ускорение салазок шпинделя $a = 0,8$ м/с².

При линейном законе движения угловое ускорение двигателя равно

$$\varepsilon = \frac{a \cdot i}{t_{\text{хв}}}. \quad (1.126)$$

Динамический момент вычисляем по формуле (1.122).

Время цикла работы привода подачи, с:

$$t_{\text{ц}} = t_{\text{черн}} + t_{\text{чист}} + 4t_{\text{бх}}. \quad (1.127)$$

Время обработки детали на станке, с:

$$t_o = \frac{60L_{\text{дет}}}{s_m}. \quad (1.128)$$

По формуле (1.128) с учетом параметров резания вычисляется время черновой и чистовой обработки детали на станке.

Время работы двигателя в режиме быстрого хода определяется длиной детали и скоростью быстрого хода.

По найденным значениям момента в процессе обработки детали строится нагрузочная диаграмма привода подачи при торцевом фрезеровании (рис. 1.20).

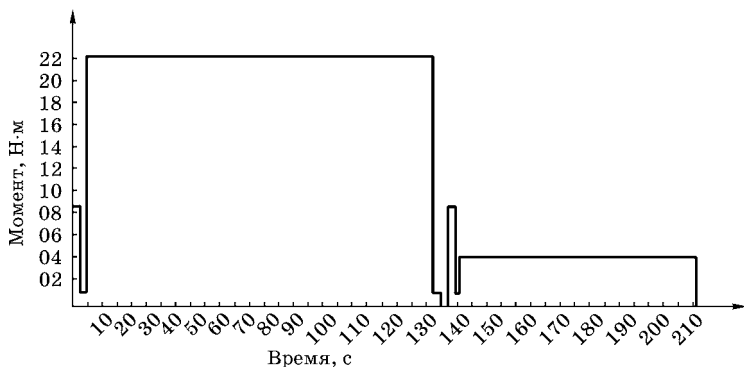


Рис. 1.20

Нагрузочная диаграмма привода подачи при торцевом фрезеровании

По найденным значениям скорости в процессе обработки детали строится тахограмма привода подачи при торцевом фрезеровании (рис. 1.21).

Расчет мощности электродвигателя привода подачи при торцевом фрезеровании принципиально не отличается в случае фрезерования цилиндрическими фрезами.

Двигатель должен проходить по нагреву для полученной диаграммы нагрузки методом средних потерь для случая асинхронного двигателя и методом эквивалентных значений для ДПТ с регулированием скорости.

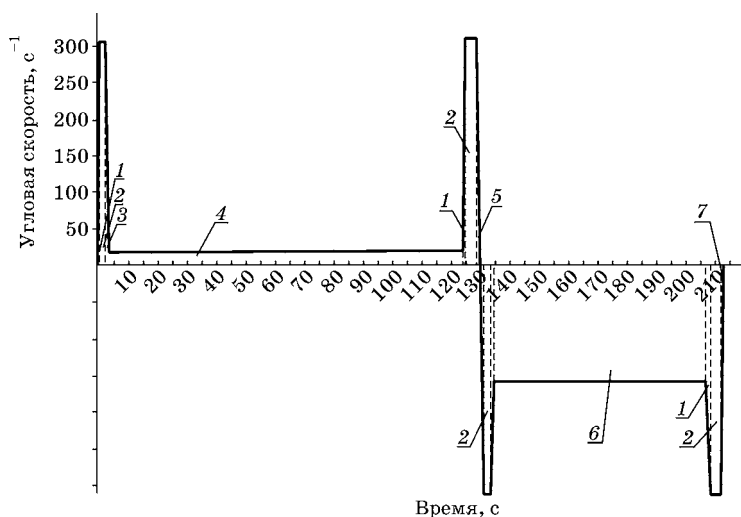


Рис. 1.21

Тахограмма привода подачи при торцевом фрезеровании:

1 — разгон двигателя; 2 — быстрый ход; 3 — врезание фрезы; 4 — черновое фрезерование; 5 — реверс двигателя; 6 — чистовое фрезерование; 7 — торможение.

Двигатель должен также проходить по допустимой кратковременной перегрузке: $M_{\max} \leq m_d \cdot M_{\text{ном}}$, где M_{\max} — максимально возможный в рабочем цикле момент; $M_{\text{ном}}$ — номинальный момент выбранного двигателя; m_d — коэффициент допустимой перегрузки.



2

ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ УСТРОЙСТВА

Развитие отдельных отраслей народного хозяйства во многом зависит от уровня механизации тяжелых и трудоемких работ и степени автоматизации производственных процессов. Среди всех механизмов, участвующих в производственном процессе, большая роль отводится подъемным и транспортным машинам. С их помощью грузы перемещаются в вертикальном и горизонтальном направлениях. Эти машины являются связующим звеном между отдельными производственными объектами, механизмами и технологическими процессами. Комплексная механизация и автоматизация производственных процессов, неуклонное сокращение во всех отраслях численности работников, занятых ручным трудом, особенно на вспомогательных и подсобных работах, являются важнейшими задачами народного хозяйства.

Подавляющее большинство грузоподъемных машин, изготавливаемых в отечественной промышленности, имеет электрический привод механизмов, поэтому эффективность действия и производительность этих машин в значительной степени зависят от качественных показателей используемого кранового электрооборудования.

2.1. ЭЛЕКТРОПРИВОДЫ МОСТОВЫХ КРАНОВ

2.1.1. Общие сведения

В соответствии с классификацией подъемно-транспортных машин мостовые краны относятся к устройствам комбинированного перемещения грузов.

мещения тележки и подъемная лебедка, которые снабжаются индивидуальным электроприводом.

Краны этого типа обслуживают всю площадь цеха или склада и могут перемещать грузы в любом направлении соответственно технологическому процессу. Питание моста и тележки крана электроэнергией производится от токоподводящих троллеев. Управление осуществляется с помощью контроллеров и командоконтроллеров из кабины, размещенной на мосту или раме грузовой тележки [14].

Массовость применения и весьма тяжелые условия работы электроприводов крановых механизмов диктуют весьма жесткие требования в отношении простоты их эксплуатации и высокой надежности работы. Поэтому при проектировании крановых электроприводов обычно стремятся к использованию максимально простых систем электропривода и их схем управления. Главным технологическим требованием, влияющим на выбор системы электропривода, является требование регулирования скорости. Требуемый диапазон регулирования скорости D определяется отношением рабочей скорости к минимальной, необходимой по условиям работы. Минимальная скорость для механизмов подъема ограничивается условиями точной установки груза в назначенное место без недопустимого толчка. Условия посадки грузов и необходимая точность их позиционирования определяются назначением крана. Для монтажных кранов, выполняющих точные операции, для кранов, транспортирующих хрупкие детали, и в других аналогичных случаях требуется при прочих равных условиях меньшее значение скорости, чем для кранов универсального назначения. Поэтому требуемый диапазон регулирования выше у специальных кранов и возрастает при увеличении рабочей скорости механизма.

Управление скоростью электропривода осуществляется при ограничениях, наложенных на ускорение, ток и момент. Рабочие скорости основных механизмов большинства кранов таковы, что при нормированных допустимых средних ускорениях суммарное время переходных

процессов составляет небольшую долю общего времени цикла. При этом условия регулирования момента и соответствующий характер переходных процессов на производительность крана существенно не влияют, а точное воспроизведение законов движения обычно не требуется.

2.1.2. Требования к электроприводам

1. Обеспечение возможности пуска, реверсирования и останова механизма с заданным классом точности. Соответствующие этим классам погрешности и относительные жесткости механической характеристики (МХ) приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1

Требования к электроприводам мостовых подъемных кранов

Параметр	Класс точности			
	1	2	3	4
Погрешность, мм	2...3	5...10	25...50	100...200
Относительная жесткость МХ	> 20	10...20	7...10	4...7

Под относительной жесткостью механической характеристики понимают отношение приращения момента к соответствующему приращению скорости, когда эти величины выражены в относительных единицах. В частном случае это может быть $1/s_n$, где s_n — номинальное скольжение асинхронного электродвигателя.

2. Развиваемый момент двигателя должен быть таков, чтобы имелась возможность полного обеспечения работы механизма с требуемой интенсивностью движения.

3. При заданных скоростях и числе включений в час $N_{вк}$ не должно быть перегрева обмоток, из-за которого возможен длительный останов.

4. Двигатель должен быть выбран в соответствии с условиями эксплуатации.

5. Приводной двигатель должен обладать наименьшими маховыми массами, оказывающими существенное влияние на переходные процессы.

6. Приводной двигатель по мощности должен соответствовать мощности механизма мостового крана и обладать необходимой перегрузочной способностью.

7. Номинальное напряжение на обмотке статора двигателя должно соответствовать напряжению питания сети.

8. Конструктивно двигатели должны быть выполнены с учетом безопасности и удобства обслуживания.

2.2. ЭЛЕКТРОПРИВОД ТЕЛЕЖКИ МОСТОВОГО КРАНА

2.2.1. Общие сведения

Тележка мостового крана является самостоятельным элементом подъемно-транспортного устройства и предназначена для перемещения грузов в пределах пролета мостового крана с технологически заданной скоростью движения и требуемой точностью позиционирования груза.

Привод тележки является одним из основных узлов оборудования мостового крана. Тележка перемещается по колее мостового крана. Сам же мост перемещается в направлении, перпендикулярном направлению движения тележки. На тележке установлен подъемный механизм (ПМ), который оборудован крюком (или электромагнитом), с помощью которого можно перемещать груз.

Движение тележки является составной частью технологического цикла мостового крана (рис. 2.2).

Этот цикл состоит из следующих операций (на рисунке 2.2 номера операций показаны цифрами):

- 1 — подъем груза массой $m_{гр1}$;
- 2 — перемещение тележки в заданное положение;
- 3 — перемещение крана в заданное положение;

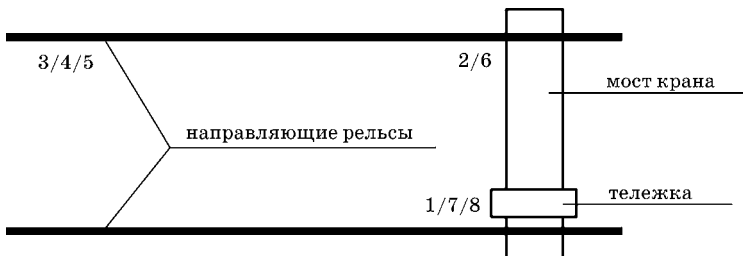


Рис. 2.2

Схема выполнения операций мостовым краном в рабочем цикле

- 4 — опускание груза массой $m_{гр1}$;
- 5 — подъем крюка с массой груза $m_{гр2}$;
- 6 — перемещение крана в исходное положение;
- 7 — перемещение тележки в исходное положение;
- 8 — опускание крюка с массой груза $m_{гр2}$.

Как видно из технологического цикла мостового крана, двигатель привода тележки включается во второй и седьмой операциях.

При подходе тележки к заданному положению в пролете мостового крана осуществляется электрическое торможение электродвигателя привода тележки для обеспечения необходимой точности остановки. После этого двигатель отключается и накладывается механический тормоз. Далее включается электропривод передвижения моста и груз перемещается вдоль цеха согласно технологическому заданию. Достигнув указанного места, кран останавливается, груз опускается, и далее выполняются необходимые технологические операции.

Кинематическая схема

Кинематическая схема механизма передвижения тележки мостового крана представлена на рисунке 2.3.

Механизм передвижения тележки выполнен по схеме с редуктором посередине между приводными колесами. Движение от электродвигателя Д через тормозной шкив Т,

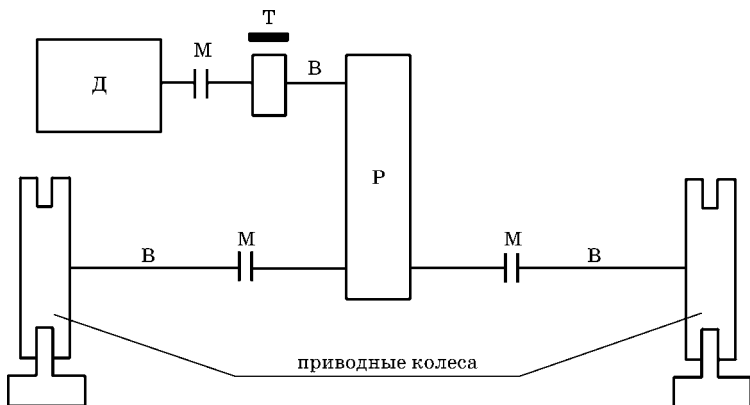


Рис. 2.3

Кинематическая схема механизма передвижения тележки

редуктор Р, соединительные муфты М и валы В передается на ходовые колеса. Для удержания тележки в неподвижном состоянии используется тормозной шкив. Тележка имеет четыре ходовых и два приводных колеса. Ходовые колеса крановых тележек обычно изготавливают двухреберными.

2.2.2. Нагрузочная диаграмма и тахограмма механизма передвижения тележки

Для расчета тахограммы $V=f(t)$ определим продолжительность операций на основании технологического цикла.

Схематическое изображение мостового крана приведено на рисунке 2.4.

Длительности отдельных операций технологического цикла

Время подъема груза в секундах определяется по формуле $t_1 = S_1/V_1$, где S_1 — высота подъема, м; V_1 — скорость подъема, м/с.

Время перемещения тележки в заданное положение t_2 будет определяться с учетом времени разгона и торможения тележки с требуемым ускорением a . Исходя из условий технологического процесса, тахограмма при перемещении тележки должна иметь вид, показанный на рисунке 2.5.

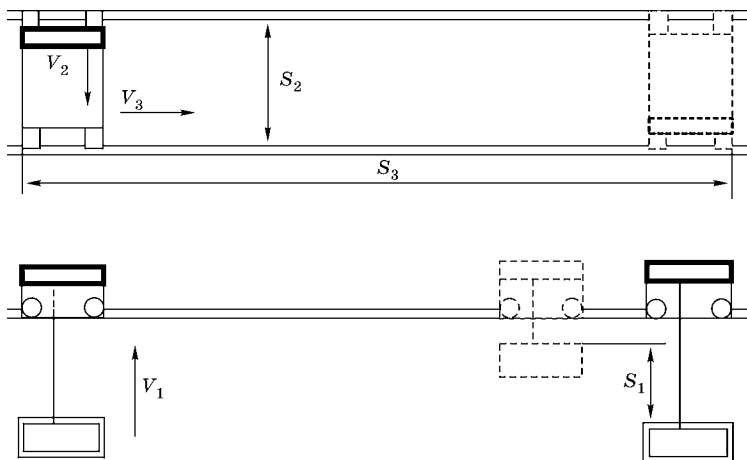


Рис. 2.4
Схематическое изображение мостового крана

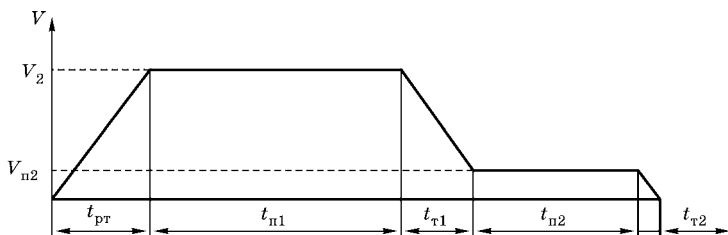


Рис. 2.5
Тахограмма механизма передвижения тележки

Необходимо обеспечить плавный пуск механизма тележки до заданной скорости с требуемым ускорением.

Для обеспечения требуемой точности позиционирования необходимо плавное замедление электропривода с переходом на пониженную скорость $V_{п2}$, затем происходит остановка тележки (рис. 2.5).

Время разгона тележки до скорости V_2 :

$$t_{пр} = \frac{V_2}{a}, \quad (2.1)$$

где V_2 — заданная скорость передвижения тележки, м/с;
 a — допустимое ускорение, м/с².

Расстояние, пройденное за время разгона тележки:

$$S_{пр} = \frac{a \cdot t_{пр}^2}{2}. \quad (2.2)$$

Время торможения тележки до скорости $V_{п2}$:

$$t_{т1} = \frac{V_2 - V_{п2}}{a}. \quad (2.3)$$

Расстояние, пройденное за время $t_{т1}$:

$$S_{т1} = \frac{a \cdot t_{т1}^2}{2}. \quad (2.4)$$

Время перемещения тележки $t_{п2}$ со скоростью $V_{п2}$ зависит от уровня квалификации машиниста крана и в среднем принимается равным 2...3 с. За это время тележка проходит расстояние

$$S_{п2} = t_{п2} \cdot V_{п2}. \quad (2.5)$$

Время до полной остановки тележки:

$$t_{\pi 2} = \frac{V_{\pi 2}}{a}. \quad (2.6)$$

Расстояние, пройденное тележкой со скоростью V_2 :

$$S_{\pi 1} = S_2 - S_{\text{пр}} - S_{\pi 1} - S_{\pi 2} - S_{\pi 2},$$

где S_2 — пролет крана, м; $S_{\pi 2}$ — расстояние, пройденное за время $t_{\pi 2}$:

$$S_{\pi 2} = \frac{a \cdot t_{\pi 2}^2}{2}. \quad (2.7)$$

Время перемещения тележки со скоростью V_2 :

$$t_{\pi 1} = \frac{S_{\pi 1}}{V_2}. \quad (2.8)$$

Время перемещения тележки мостового крана:

$$t_2 = t_{\text{пр}} + t_{\pi 1} + t_{\pi 2} + t_{\pi 1} + t_{\pi 2}. \quad (2.9)$$

Время перемещения крана в заданное положение:

$$t_3 = \frac{S_3}{V_3}, \quad (2.10)$$

где S_3 — длина перемещения крана, м; V_3 — скорость перемещения крана, м/с.

Время опускания груза: $t_4 = t_1$.

Время подъема крюка с неполным грузом: $t_5 = t_1$.

Время перемещения крана в исходное положение:
 $t_6 = t_3$.

Время перемещения тележки в исходное положение:
 $t_7 = t_2$.

Время опускания крюка с неполным грузом: $t_8 = t_1$.

Длительность всего цикла:

$$t_{\pi} = \sum t_i.$$

Расчетная продолжительность включения:

$$\text{ПВ}_{\text{раб}} = \frac{t_{\text{раб}}}{t_{\pi}} \cdot 100\%, \quad (2.11)$$

где $t_{\text{раб}}$ — время работы механизма передвижения тележки, с; $t_{\text{раб}} = t_2 + t_7$; $t_{\text{ц}}$ — время цикла, с.

Число включений в час:

$$N_{\text{вк}} = \frac{3600}{t_{\text{ц}}} \cdot 2. \quad (2.12)$$

Угловая скорость вращения колеса тележки крана на рабочей скорости передвижения:

$$\omega_{\text{к}} = \frac{V_2}{R_{\text{к}}}, \quad (2.13)$$

где $R_{\text{к}}$ — радиус колеса, м.

То же, но на пониженной скорости передвижения:

$$\omega_{\text{кп}} = \frac{V_{\text{п2}}}{R_{\text{к}}}. \quad (2.14)$$

Тахограмма механизма передвижения тележки крана совместно с нагрузочной диаграммой, расчет которой приведен выше, представлена на рисунке 2.6.

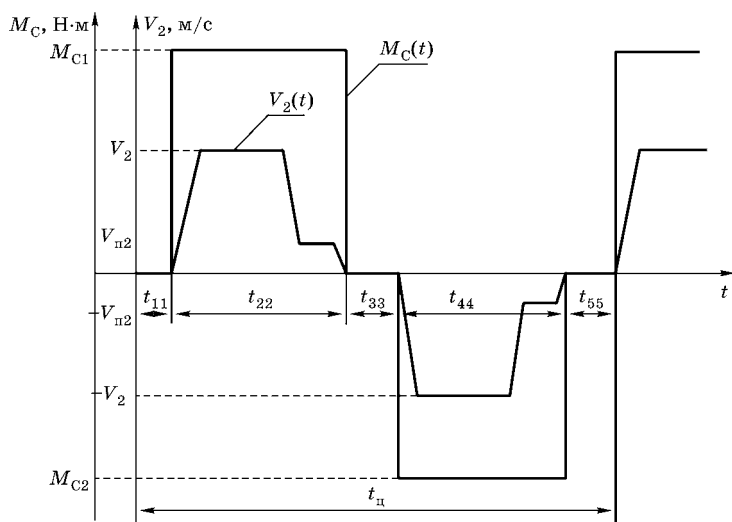


Рис. 2.6

Тахограмма с нагрузочной диаграммой механизма передвижения тележки крана

Произведем расчет нагрузочной диаграммы $M=f(t)$ механизма передвижения тележки. Для этого необходимо предварительно определить коэффициент полезного действия (КПД) редуктора. Для закрытой цилиндрической передачи с жидкой смазкой КПД пары зубчатых колес на подшипниках качения составляет $0,97...0,99$, для конической передачи КПД равен $0,96...0,98$.

Статический момент для механизмов передвижения, работающих на горизонтальном пути в производственном помещении, создается силами трения скольжения в подшипниках и трения качения колес тележки, катящихся по рельсам мостового крана. Величину статического момента механизма определяют по формуле [15]

$$M_c = \frac{(G_{гр} + G_t) \cdot (\mu \cdot r_{ц} + f) \cdot K_p}{\eta}, \quad (2.15)$$

где M_c — статический момент, Н·м; $G_{гр}$ — вес груза, Н; G_t — вес тележки, Н; μ — коэффициент трения скольжения, $\mu=0,1$; $r_{ц}$ — радиус цапфы колеса; f — коэффициент трения качения ходовых колес, значение коэффициента f выбираем по приложению 4 данного учебного пособия в зависимости от диаметра колеса и типа рельса; K_p — коэффициент, учитывающий трение реборд колес о рельсы, возникающее вследствие перекоса конструкции; для индивидуального привода $K_p=2,5$ (приложение 4); η — КПД передачи.

Определим вес тележки:

$$G_t = m_t \cdot g, \quad (2.16)$$

где m_t — масса тележки, кг; $g=9,8$ — ускорение свободного падения, м/с².

Статический момент механизма при прямом ходе тележки определяется грузоподъемностью крана. Статический момент механизма при обратном ходе тележки рассчитывается для неполного груза. Нагрузочная диаграмма механизма перемещения тележки крана приведена на рисунке 2.6.

2.2.3. Требования к электроприводу механизма передвижения

Движение тележки с ударами по металлоконструкции на стыках рельсов, интенсивные разгоны и торможения, собственные колебания металлоконструкций при нагружении машин вызывают весьма интенсивные механические воздействия на электрооборудование, располагаемое на тележке мостового крана. Исходя из этого, электропривод (ЭП) перемещения тележки должен удовлетворять следующим требованиям:

1) ЭП должен обеспечить возможность пуска механизма в ход, реверсирование направления перемещения и останов механизма с требуемым ускорением a (м/с²) и надлежащей точностью позиционирования (мм);

2) ЭП должен обеспечить плавное регулирование скорости вниз от основной с диапазоном регулирования

$$D = V_{\max} / V_{\min};$$

3) развиваемый момент двигателя должен обеспечить работу механизма с заданной интенсивностью;

4) при заданном числе включений двигателя в час не должно быть перегрева его обмоток, из-за которого возможен длительный останов механизма;

5) двигатель должен быть выбран в соответствии с условиями эксплуатации, т. е. должен иметь соответствующую конструкцию, а его обмотки — термостойкую и противосыроустную изоляцию;

6) приводной двигатель должен обладать наименьшими маховыми массами, оказывающими существенное влияние на протекание переходных процессов при частых пусках привода;

7) приводной двигатель должен соответствовать мощности механизма передвижения и обладать необходимой перегрузочной способностью;

8) ЭП должен обеспечить формирование переходных процессов, имеющих минимальную длительность;

9) конструктивно ЭП должен быть выполнен с учетом безопасности и удобства обслуживания.

2.2.4. Расчет предварительной мощности электропривода

Расчет мощности двигателя с учетом повторно-кратковременного режима работы механизма производится по формуле эквивалентной мощности:

$$P_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n P_{ci}^2 \cdot t_i}{\sum_{i=1}^n t_i}}, \quad (2.17)$$

где P_{ci} — значение статической мощности на i -м участке, Вт; t_i — длительность i -го участка, с.

Так как за время цикла происходит изменение скорости, то необходимо учитывать среднее значение коэффициента ухудшения теплоотдачи [9]

$$\beta_{\text{ух.ср}} = \frac{\beta_0 + 1}{2}, \quad (2.18)$$

где β_0 — коэффициент ухудшения теплоотдачи при $\omega=0$.

Эквивалентная мощность для повторно-кратковременного режима S3 вычисляется только за время работы привода — без учета пауз, так как они учитываются величиной относительной продолжительности включения ε_p :

$$\varepsilon_p = \frac{t_p}{t_{\text{ц}}}. \quad (2.19)$$

Расчетная мощность:

$$P_{\text{расч}} = P_{\text{экв}} \cdot \sqrt{(a+1) \cdot \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_n} - a}, \quad (2.20)$$

где a — коэффициент тепловых потерь; у асинхронных двигателей (АД) кранового исполнения $a=0,4\dots1$; для АД общепромышленного типа $a=0,5\dots1,0$; для двигателей постоянного тока независимого возбуждения (ДПТНВ) $a=1\dots1,5$; $\varepsilon_n, \varepsilon_p$ — соответственно стандартное и расчетное значение относительной продолжительности включения.

Расчетное значение мощности двигателя:

$$P_{\text{д.расч}} = K_3 \cdot P_{\text{расч}}, \quad (2.21)$$

где K_3 — коэффициент, учитывающий динамические нагрузки двигателя, $K_3 = 1, 1 \dots 1, 4$.

Мощность при движении тележки с полным грузом с рабочей скоростью передвижения ω_k :

$$P_1 = M_{c1} \cdot \omega_k; \quad (2.22)$$

с пониженной скоростью $\omega_{\text{кп}}$:

$$P_{п1} = M_{c1} \cdot \omega_{\text{кп}}. \quad (2.23)$$

Мощность при движении тележки с неполным грузом со скоростью ω_k :

$$P_2 = M_{c2} \cdot \omega_k; \quad (2.24)$$

с пониженной скоростью $\omega_{\text{кп}}$:

$$P_{п2} = M_{c2} \cdot \omega_{\text{кп}}. \quad (2.25)$$

Суммарное время работы электродвигателя тележки мостового крана с учетом ухудшения теплоотдачи:

$$\sum t_i = [\beta_{\text{ух.ср}} \cdot (t_{\text{рт}} + t_{\text{т1}} + t_{\text{т2}}) + t_{п1} + t_{п2}] \cdot 2, \quad (2.26)$$

$$P_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{(P_1^2 + P_2^2) \cdot (t_{\text{рт}} + t_{п1} + t_{т1}) + (P_{п1}^2 + P_{п2}^2) \cdot (t_{п2} + t_{т2})}{\sum t_i}}. \quad (2.27)$$

Номинальную мощность двигателя принимаем, соблюдая условие $P_n \geq P_{\text{д.расч}}$.

По справочнику [16, табл. 19.4] выбираем двигатель с мощностью, ближайшей к расчетной.

2.3. ЭЛЕКТРОПРИВОД МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА

Основными узлами механизма главного подъема тележек кранов общего назначения (рис. 2.7) являются: установка барабана 4, горизонтальный цилиндрический редуктор 3, верхние балки и подвеска крюка с нижними блоками. Вал электродвигателя 1 соединен с входным ва-

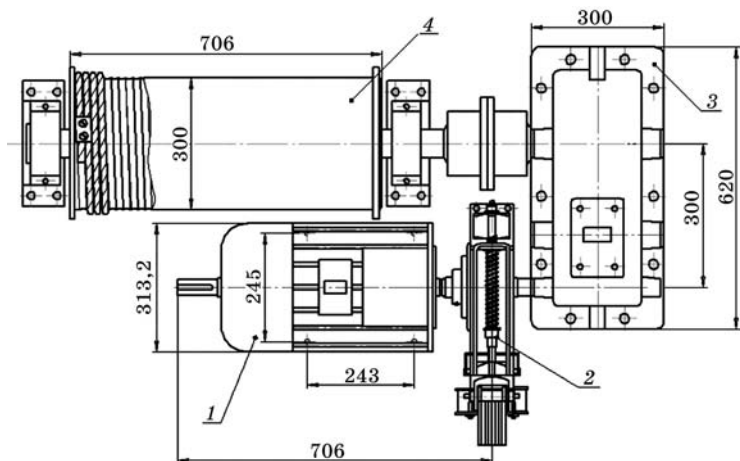


Рис. 2.7

Общий вид механизма подъема:

1 — электродвигатель; 2 — тормоз; 3 — редуктор; 4 — барабан с канатом. Техническая характеристика: грузоподъемность — 25 т; скорость подъема груза — 0,3 м/с; высота подъема — 8 м; электродвигатель — 7,5 кВт; редуктор, передаточное число — 24,9; тормоз, тормозной момент — 160 Нм; канат 9,1-Г-1-1568.

лом редуктора зубчатой муфтой. Конец выходного вала выполнен в виде шестерни, которая входит в зацепление с открытым зубчатым колесом, закрепленным на барабане. Механизм подъема оборудован тормозом закрытого типа.

Принцип работы механизма главного подъема показан на рисунке 2.8. Крутящий момент от электродвигателя 1 через зубчатую муфту 2, редуктор 3 и открытую зубчатую пару 4 передается канатному барабану 5. При вращении вала электродвигателя канат наматывается или спускается с барабана и этим самым,

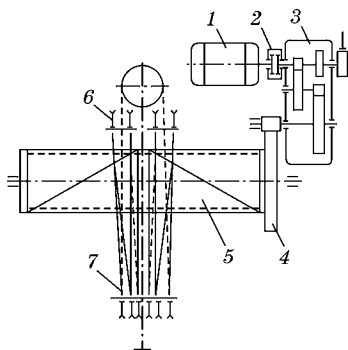


Рис. 2.8

Кинематическая схема механизма главного подъема:

1 — электродвигатель; 2 — зубчатая муфта; 3 — редуктор; 4 — зубчатая пара; 5 — барабан; 6 — верхние блоки; 7 — нижние блоки.

благодаря полиспасту с верхними блоками 6 и нижними блоками 7, осуществляется подъем или опускание крюка механизма главного подъема.

На барабанах нарезаны ручьи с правым и левым наклоном, в которые ложатся канаты по мере их наматывания на барабан при подъеме груза. Применение правой и левой нарезки на одном барабане или же правой на одном, а левой на другом, если оба барабана находятся на одной геометрической оси, является обязательным условием. Благодаря такой конструкции подвеска с крюком и грузом в процессе подъема или опускания не передвигается вдоль оси барабана, занимая в горизонтальном направлении всегда одно и то же положение. Поэтому на мостовых кранах всегда применяют сдвоенный полиспаст. Канат спускается с барабана, огибает поочередно нижние 7 (подвижные) и верхние 6 (неподвижные) блоки. Подвижные блоки расположены в подвеске (обойме). Угол наклона каната в крайних его положениях на барабанах и при самом верхнем уровне подвески не превышает 6° к вертикали, что обеспечивает нормальный сход канатов с блоков.

На промежуточном валу механизма между электродвигателем и редуктором на кранах среднего режима работы устанавливается колодочный электромагнитный тормоз с диаметром шкива 500 мм. Так как электродвигатели механизмов кранов легкого режима работы имеют меньшую мощность, чем на кранах среднего режима, то для них устанавливается тормоз с диаметром шкива 300 мм.

На механизме подъема предусмотрена установка ограничителей хода [5], которые воздействуют на схему управления. Конечные выключатели механизма подъема ограничивают ход грузозахватывающего механизма вверх. Крановый механизм снабжен тормозами закрытого типа. В схеме управления предусматривают максимальную защиту, отключающую двигатель при перегрузках и коротких замыканиях. Нулевая защита исключает самозапуск двигателя при подаче напряжения после перерыва в энергоснабжении.

Кинематическая схема механизма подъема

На рисунке 2.9 изображена кинематическая схема механизма подъема, на которой обозначены двигатель Д, тормозной шкив Т, барабан механизма подъема Б, перемещаемый груз Гр, соединительные муфты М. Так как двигатели обычно имеют угловую скорость большую, чем скорость барабана, то движение к рабочим органам механизмов крана передается через редуктор Р.

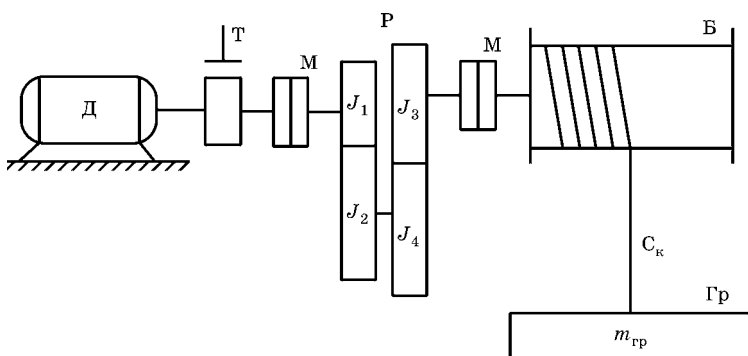


Рис. 2.9

Кинематическая схема механизма подъема:

J_1, J_2, J_3, J_4 — моменты инерции шестерен редуктора, приведенные к валу двигателя; C_k — жесткость упругой деформации каната.

2.3.1. Требования к электроприводу

Для получения равномерно ускоренного (замедленного) движения механизма с постоянным моментом инерции и постоянным статическим моментом момент двигателя должен оставаться постоянным и не зависеть от скорости. Привод должен обеспечивать необходимую точность позиционирования и необходимый для этого диапазон регулирования скорости, не должен иметь колебательности, перерегулирования и обладать большой перегрузочной способностью. Режим работы электропривода — повторно-кратковременный, с частыми пусками и реверсами [15].

2.3.2. Нагрузочная диаграмма и тахограмма технологического режима работы привода подъема

Для построения нагрузочной диаграммы механизма подъема необходимо исследовать параметры технологического цикла рабочей машины. Схематическое изображение технологического цикла мостового крана было приведено на рисунке 2.2. Из технологического цикла следует, что двигатель привода подъема включается в первой, четвертой, пятой и восьмой операциях.

Таблица 2.2

Скорости подъема на главном крюке (ток переменный)

Грузо-подъемность, т	Скорость подъема, м/мин, для кранов режима работы	
	среднего	легкого
75	4,5	1,25
100	4,5	1,0
125	3,0	0,8
150	2,2	0,65
200	1,7	0,5
250	1,5	0,4

Для кранов легкого режима работы скорость подъема груза на главном крюке значительно ниже, чем для кранов среднего режима (табл. 2.2). Схематическое изображение мостового крана было приведено на рисунке 2.4.

Определим длительность операций, осуществляемых данным механизмом за цикл перемещения:

1. Время подъема и опускания груза:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{о}} = S_1 / V_1, \quad (2.28)$$

$$t_{\text{п}} = t_{\text{о}} = t_1 = t_4.$$

2. Время перемещения мостового крана:

$$t_{\text{перем. кр}} = S_3 / V_3, \quad (2.29)$$

$$t_{\text{перем. кр}} = t_3 = t_6.$$

3. Время перемещения тележки мостового крана.

За время пуска и торможения тележка проходит расстояние

$$S_{\text{п}} = a_{\text{доп}} \cdot t_{\text{п}}^2 / 2, \quad (2.30)$$

где $a_{\text{доп}}$ — максимально допустимое ускорение подъема; $a_{\text{доп}} = 0,3 \text{ м/с}^2$ для грузов с хрупкими предметами со сцепным весом 25%;

$$\begin{aligned}
 t_{\text{п}} &= V_2 / a_{\text{доп}}, \\
 t_{\text{перем. тел}} &= (S_2 - S_{\text{п}}) / V_2 - 2t_{\text{п}}, \\
 t_{\text{перем. тел}} &= t_2 = t_7.
 \end{aligned}
 \tag{2.31}$$

4. Время на подцепление и съём груза $t_{\text{пц}}$ принимают в зависимости от сложности строповки.

5. Продолжительность рабочего цикла составит

$$t_{\text{ц}} = 4t_1 + 2t_2 + 2t_3 + 4t_{\text{пц}}.$$

В таблице 2.3 приведен пример продолжительности операций технологического цикла мостового крана при $t_{\text{пц}} = 15$ с.

Таблица 2.3

Продолжительность операций

Вид операции	Продолжительность, с	Позиции на оси времени
Опускание груза 2	46,875	0–1
Замена груза 2 на груз 1	30	1–2
Подъем груза 1	46,875	2–3
Перемещение тележки	41,222	3–4
Перемещение крана	20,443	4–5
Опускание груза 1	46,875	5–6
Замена груза 1 на груз 2	30	6–7
Подъем груза 2	46,875	7–8
Перемещение тележки	41,222	8–9
Перемещение крана	20,443	9–10
Всего	370,83	0–10

По данным таблицы 2.3 определяем продолжительность включения:

$$\text{ПВ} = (t_{\text{п}} / t_{\text{ц}}) \cdot 100\%, \tag{2.32}$$

где $t_{\text{п}}$ — время работы привода, с; $t_{\text{ц}}$ — время рабочего цикла, с;

$$t_{\text{п}} = 4t_1 = 4 \cdot 46,875 = 187,5 \text{ с};$$

$$\text{ПВ} = (187,5 / 370,83) \cdot 100 = 50,6\%.$$

По результатам проведенных расчетов строим тахограмму механизма подъема (рис. 2.10).

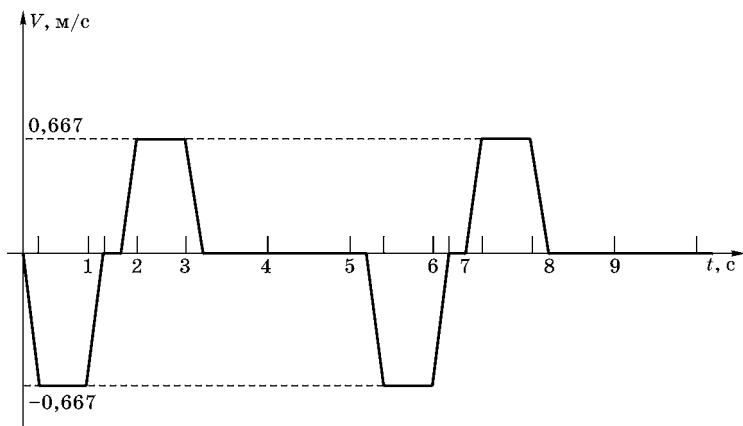


Рис. 2.10
Тахограмма механизма подъема

Нагрузочная диаграмма механизма подъема

При подъеме, спуске и посадке груза на привод будет действовать активный статический момент, обусловленный грузом. Для привода подъема, полагая, что время подъема и спуска примерно одинаково, расчетную мощность определяем по формуле

$$P_{\text{расч.гр.п}} = \frac{K_{\text{зап}} \cdot m_{\text{гр}} \cdot g \cdot V_{\text{гр}} \cdot \sqrt{1 + \eta_{\text{п}}^4}}{\eta_{\text{п}}}, \quad (2.33)$$

где $K_{\text{зап}} = 1,1$ — коэффициент запаса; $m_{\text{гр}}$ — масса груза, кг; $V_{\text{гр}}$ — скорость перемещения груза, м/с; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения; $\eta_{\text{п}}$ — КПД передачи редуктора.

По формуле (2.33) определяем расчетную мощность привода при подъеме груза $m_{\text{гр1}}$ (прямой ход моста) и подъеме груза $m_{\text{гр2}}$ (обратный ход моста).

Затем определяем расчетную мощность привода при спуске груза $m_{\text{гр}}$ на прямом и обратном ходе крана по формуле

$$P_{\text{расч.гр.с}} = \frac{K_{\text{зап}} \cdot m_{\text{гр}} \cdot g \cdot V_{\text{гр}} \cdot \sqrt{1 + \eta_{\text{п}}^4}}{1} \cdot \eta_{\text{п}}. \quad (2.34)$$

Данные таблицы 2.3 и величины мощностей объединяем в нагрузочной диаграмме (рис. 2.11).

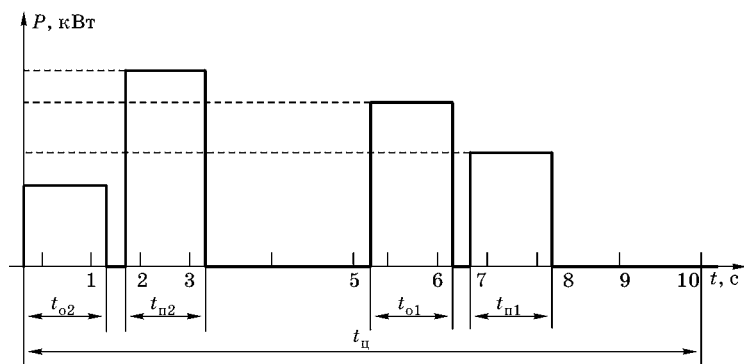


Рис. 2.11

Нагрузочная диаграмма механизма подъема:

$t_{п1}$, $t_{п2}$ — время подъема груза; t_{o1} , t_{o2} — время опускания груза.

Расчет предварительной мощности электропривода подъема осуществляется подобно расчету предварительной мощности электропривода тележки мостового крана.

Основные критерии при предварительном выборе двигателя — это расчетная мощность и длительный момент, определяемые активным статическим моментом при подъеме.

2.4. ЛИФТЫ

2.4.1. Назначение и область применения

Характерной группой общепромышленных механизмов, работающих в автоматических циклах, являются подъемные установки: лифты, шахтные скиповые и клетевые подъемники, канатные дороги маятникового типа и т. п. Общим важнейшим требованием, предъявляемым к электроприводу данных установок, является требование обеспечения заданной точности остановки. Это требование при заданной рабочей скорости механизма и известных пределах изменения его нагрузки определяет необходимый диапазон регулирования скорости и условия ограничения ускорения и, таким образом, непосредственно влияет на выбор той или иной системы электропривода.

Лифтом называется подъемное устройство, предназначенное для перемещения людей или груза в кабине или на платформе, движущихся в неподвижных вертикальных направляющих. Лифты имеют сложную механическую конструкцию и системы электропривода, обеспечивающие высокую надежность и безопасность обслуживания пассажиров.

По рабочей скорости движения пассажирские лифты могут быть разделены на четыре типа:

- 1) тихоходные ($< 0,5$ м/с);
- 2) быстроходные ($< 1,0$ м/с);
- 3) скоростные ($< 2,5$ м/с);
- 4) высокоскоростные ($> 2,5$ м/с).

В лифтовых установках при движении допускается относительный перепад скорости двигателя не более 5%. В высотных зданиях допускается верхний предел скорости движения кабин пассажирских лифтов до 5 м/с. В грузовых лифтах жилых и административных зданий чаще всего скорость движения кабины составляет 0,1...0,5 м/с [5].

Помимо основной скорости движения кабины, которая во многом определяет производительность установки, должна быть предусмотрена ревизионная скорость $V_p < 0,36$ м/с, необходимая для контрольного обследования шахты.

Основные параметры лифтовых установок можно найти в ГОСТ:

- 1) «Лифты пассажирские обычные»;
- 2) «Лифты пассажирские скоростные»;
- 3) «Лифты грузовые общего назначения»;
- 4) «Лифты грузовые малые общего назначения»;
- 5) «Лифты больничные».

Характеристики лифтовых установок приведены в таблицах 2.4–2.8.

Пассажирские лифты, не требующие постоянного присутствия в кабине проводника и управляемые пассажирами, имеют подвижный пол, связанный с блок-контактом (подпольный контакт), отключающим управление лифтом с этажных площадок при нахождении в кабине пас-

Таблица 2.4

Лифты пассажирские обычные

Грузоподъемность, кг	320		500		1000	
Скорость движения, м/с	0,71	1,0	1,0	1,4	1,0	1,4
Высота подъема (наибольшая), м	45	75	75	100	75	100
Вместимость, чел.	4	4	6	6	12	12

Таблица 2.5

Лифты пассажирские скоростные

Грузоподъемность, кг	1000				1600	
Скорость движения, м/с	2,0	2,8	4,0	2,0	1,0	1,4
Высота подъема (наибольшая), м	150	150	150	150	150	150
Вместимость, чел.	12	12	12	20	20	20

Таблица 2.6

Лифты грузовые общего назначения

Грузоподъемность, кг	500	1000	2000	3200	5000
Скорость движения, м/с	0,5	0,5	0,5	0,5	0,25
Высота подъема (наибольшая), м	45	45	45	45	45
Количество остановок, не более	14	14	14	14	14

Таблица 2.7

Лифты грузовые малые общего назначения

Грузоподъемность, кг	100	160
Скорость движения, м/с	0,5	0,5
Высота подъема (наибольшая), м	45	45
Количество остановок, не более	14	14

Таблица 2.8

Лифты больничные

Грузоподъемность, кг	500
Скорость движения, м/с	0,5
Высота подъема (наибольшая), м	45
Вместимость, чел.	6

сажира. Ход пола составляет 10...15 мм; усилие для замыкания контакта 150...200 Н. При выходе пассажиров из кабины пол под действием пружин поднимается и дает возможность включения наружной системы управления. Пассажирские лифты общественных зданий обычно имеют неподвижный пол, так как вызовы кабины с этажных площадок удовлетворяются автоматически при попутном движении кабины, а заказы выполняются находящимся в кабине проводником.

Устройство лифта

Все оборудование лифта размещается в шахте и в машинном отделении, место расположения которого зависит от кинематической схемы лифта и особенностей его работы. Подъемный механизм приводится в действие электродвигателем непосредственно или через редуктор, связанный с двигателем муфтой.

Каркас кабины подвешивается к шкиву на стальных канатах (от 1 до 4) с помощью подвески и имеет направляющие башмаки, удерживающие кабину в строго вертикальном положении. Деревянные брусья или стальные рельсы, по которым движутся в шахте кабина лифта и противовес, называются направляющими. Они устанавливаются с боковых сторон кабины и противовеса.

Кабины лифтов всех назначений имеют предохранительные устройства (ловители), обеспечивающие остановку кабины при обрыве или ослаблении несущих канатов и при увеличении скорости движения выше 25...40% от номинальной. При увеличении скорости ловители заклинивают кабину между направляющими. Существует несколько типов ловителей: клиновые, эксцентриковые, клещевые и т. д. Клещевые и клиновые ловители обеспечивают плавную остановку кабины и поэтому получили наибольшее распространение.

Совместно с ловителями работает ограничитель скорости, представляющий собой центробежный механизм, устанавливаемый наверху и связанный с ловителями бесконечным тросом. При движении кабины канат приводит во вращение центробежный механизм. С этим же канатом связан вспомогательный тросик ловителя. Увеличение скорости кабины вызывает заклинивание каната пружинным устройством центробежного механизма. При этом вследствие движения кабины тросик вращает барабан, и передние губки клещей захватывают направляющие.

Одним из ответственных механизмов лифта являются двери кабины и шахты. Двери кабины могут не иметь замков, но закрывание дверей контролируется контактами конечных выключателей, заведенных в цепи управления

лифта и отключающих ЭП при попытке открыть двери во время движения. Двери шахты снабжаются автоматическими замками с электрическими контактами, контролирующими исправность дверных механизмов. При движении кабины шахтные двери заперты и могут быть открыты только при остановке кабины на уровне площадки заданного этажа. Открывание какой-либо двери шахты вызывает остановку лифта.

Для остановки кабины на этажах и контроля ее положения при движении в шахте устанавливаются этажные переключатели, подающие сигналы в схему управления на торможение и остановку кабины.

2.4.2. Режимы работы электропривода и точный останов кабины

Режим работы электропривода лифта определяется совокупностью факторов, обусловленных как назначением подъемника, так и условиями его работы. Грузовые лифты, обслуживающие поточные технологические линии в различных производственных цехах, имеют равномерный график нагрузки с цикличностью, обусловленной поступлением деталей для транспортировки. Условия же работы пассажирских лифтов в значительной степени зависят от назначения здания, обслуживаемого подъемником.

В многоэтажных зданиях административного назначения нагрузка лифта резко возрастает в часы прихода и ухода сотрудников с работы и во время перерыва на обед (рис. 2.12).

В жилых домах график движения лифта носит относительно равномерный характер. Количество пассажиров, поднимаемых и опускаемых подъемником, изменяется относительно средней величины в небольших пределах.

Таким образом, цикл работы пассажирского лифта относится к повторно-кратковременному режиму работы электрической машины (S3).

Весьма существенным вопросом, который решается при проектировании электропривода подъемных установок, является точная остановка подъемника против за-

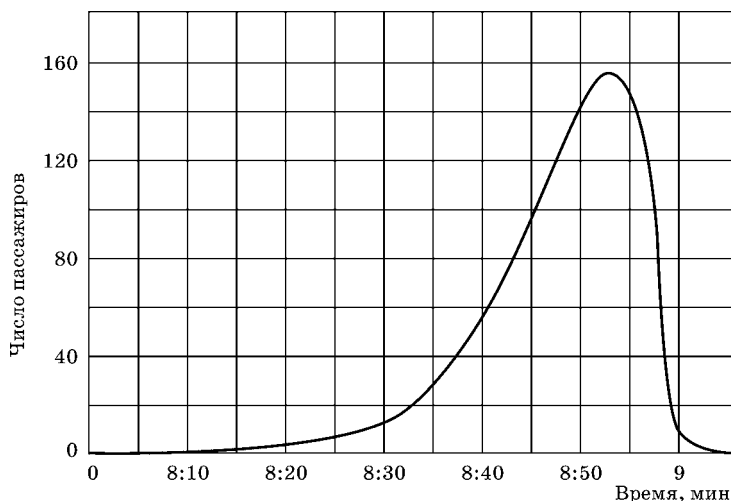


Рис. 2.12

График движения пассажиров в высотном административном здании в утренние часы

данного уровня. Кабина после торможения должна останавливаться против уровня загрузки с заданной степенью точности. На рисунке 2.13 приведены графики, определяющие зависимости точности остановки кабины от характеристик систем электропривода.

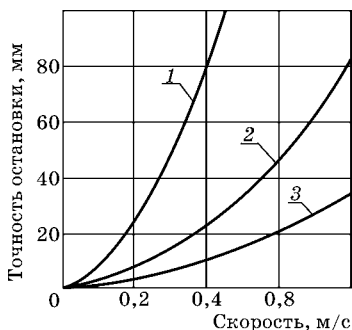


Рис. 2.13

Зависимости точности остановки кабины от скорости и ускорения:

1 — $a_{\max}=1 \text{ м/с}^2$; 2 — $a_{\max}=2 \text{ м/с}^2$; 3 — $a_{\max}=3 \text{ м/с}^2$.

Неточная остановка пассажирских подъемников влечет за собой увеличение времени входа и выхода пассажиров, т. е. недостаточная точность остановки ухудшает эксплуатационные качества подъемных машин, снижает безопасность пользования ими и их производительность.

Низкая рабочая скорость тихоходных лифтов (до 0,5 м/с) позволяет обеспечить необходимую точ-

ность остановки простейшим способом: отключением двигателя от сети и наложением механического тормоза. Эти установки эксплуатируются в условиях малой высоты подъема и небольшой интенсивности работы. Отмеченные особенности допускают применение простейшего и надежного вида привода с асинхронным двигателем с короткозамкнутым ротором. Для привода тихоходных грузовых лифтов, отличающихся большей грузоподъемностью, а также тихоходных лифтов с большой частотой включений в час применяются асинхронные двигатели с фазным ротором. Реостатный способ пуска таких двигателей позволяет значительно снизить пусковые токи и облегчить работу питающей сети.

Для быстроходных лифтов (скорость движения кабины до 1,5 м/с) точность остановки уже не обеспечивается простым отключением двигателя от сети и наложением тормоза. Для таких лифтов требуется регулируемый электропривод, позволяющий получить пониженную скорость перед остановкой. В электроприводе быстроходных пассажирских лифтов получили распространение системы, в которых используются специализированные лифтовые двухскоростные асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором, обладающие повышенным скольжением и повышенной кратностью пускового момента ($M_{\text{п}}/M_{\text{ном}} = 2,2 \dots 2,8$). В качестве примера приводим таблицу с техническими характеристиками (табл. 2.9) и графики с механическими и электромеханическими характеристиками лифтовых двухскоростных асинхронных электродвигателей (рис. 2.14–2.19).

Указанные двигатели имеют на статоре две независимые обмотки. Рабочая скорость движения кабины лифта обеспечивается обмоткой большой скорости с малым числом полюсов. При подходе кабины к этажу остановки эта обмотка отключается от сети и подключается обмотка малой скорости с большим числом пар полюсов. Двигатель переходит на пониженную скорость дотягивания до уровня точной остановки, при достижении которого по сигналу датчика точной остановки отключается от сети, и накладывается механический тормоз.

Таблица 2.9

Техническая характеристика двухскоростных лифтовых электродвигателей

Параметр	Электродвигатель					
	АС2-72-6/18 ШЛ		VTM250 AS-6/24		АС2-91-6/24 ШЛ	
Число полюсов	6	18	6	24	6	24
Номинальная мощность:						
кВт	3,55	1,18	5	1,25	7,1	1,8
ПВ, %	60	15	60	15	40	25
Частота вращения, об/мин	950	276	950	228	945	205
Ток статора, А, при напряжении:						
220 В	18,6	10,3	24,3	18,7	28,4	21,4
380 В	10,7	5,9	14	10,6	16,5	12,4
$I_{\Pi}/I_{\text{м}}$	6	2,5	5	2,2	6,1	2,2
КПД, %	74	55	76,2	42,7	80	48
Коэффициент мощности	0,68	0,55	0,71	0,42	0,82	0,46
Пусковой момент, Н·м, не менее	90...110	65...85	130...160	90	180...220	135
Номинальный момент, Н·м	36,5	—	50,8	—	72,9	—
Максимальный момент, Н·м, не более	100...150	130...170	180	130...160	200...240	270
Минимальный момент при пуске, Н·м, не менее	72	52	104	72	160	120
Момент инерции ротора, кг·м ²	0,4	0,4	0,625	0,625	1,125	1,125

Параметр	Электродвигатель					
	АС2-92-6/24 ШЛ		АС2-93-6/24 ШЛ		АС2-101-6/24 ШЛ	
Число полюсов	6	24	6	24	6	24
Номинальная мощность:						
кВт	10	2,5	14	3,55	20	5
ПВ, %	40	25	40	25	40	25
Частота вращения, об/мин	945	205	945	205	960	205
Ток статора, А, при напряжении:						
220 В	39	27,9	52,4	37,3	67,3	40,6
380 В	22,6	16,1	30,8	21,6	39,3	23,5
$I_{\pi}/I_{\text{м}}$	6,1	2,2	6,1	2,2	6,4	2,3
кПД, %	81	50	82	52	87	62
Коэффициент мощности	0,83	0,47	0,84	0,48	0,89	0,52
Пусковой момент, Н·м, не менее	260...320	160	360...420	220	500...600	370
Номинальный момент, Н·м	103	—	145	—	207	—
Максимальный момент, Н·м, не более	280...370	330	400...480	490	550...650	650
Минимальный момент при пуске, Н·м, не менее	220	160	300	220	450	350
Момент инерции ротора, кг·м ²	1,75	1,75	2,25	2,25	4,0	4,0

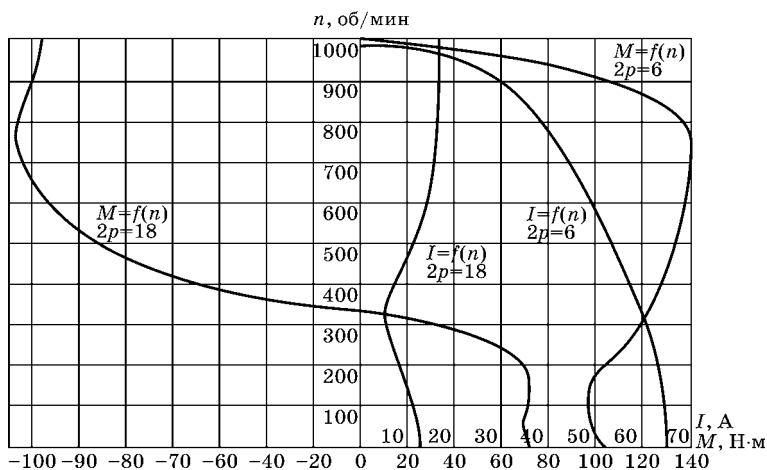


Рис. 2.14

Механические и электромеханические характеристики двигателя АС2-72-6/18 ШЛ, $P=3,55$ кВт

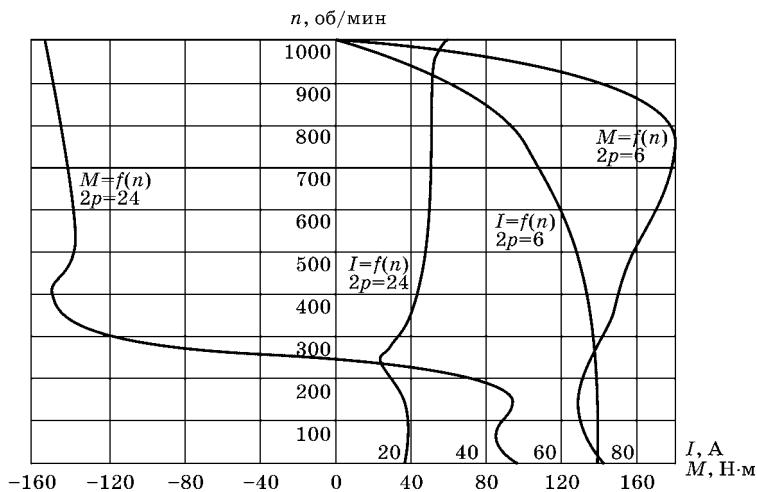


Рис. 2.15

Механические и электромеханические характеристики двигателя VTM250 AS-6/24, $P=5,0$ кВт

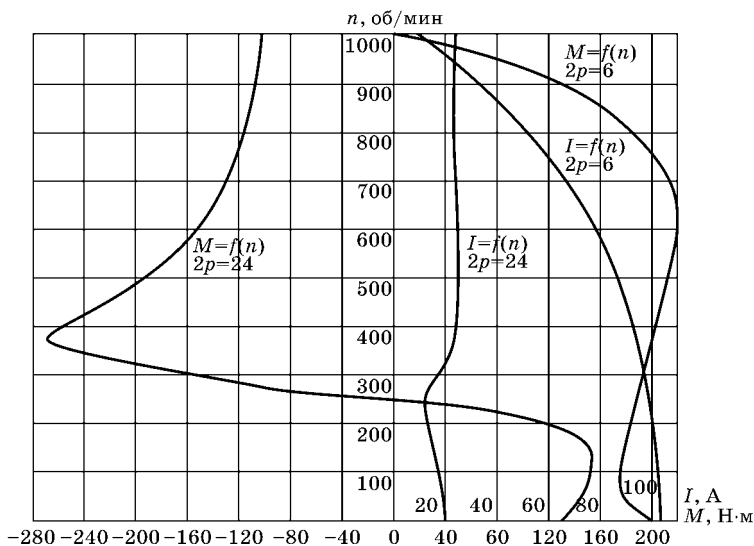


Рис. 2.16
Механические и электромеханические характеристики
двигателя АС2-91-6/24 ШЛ, $P=7,0$ кВт

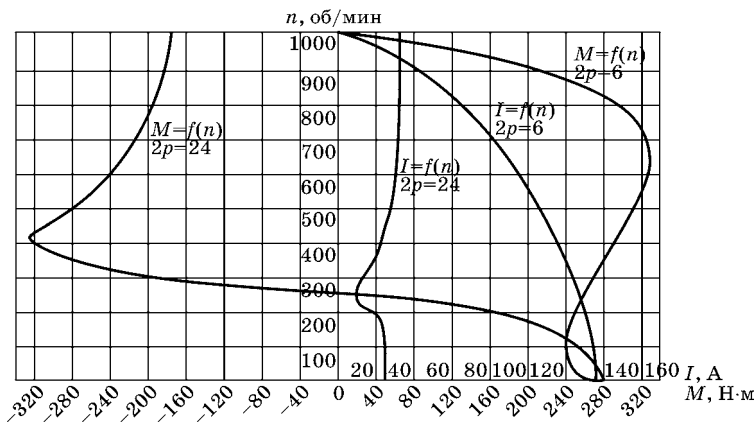


Рис. 2.17
Механические и электромеханические характеристики
двигателя АС2-92-6/24 ШЛ, $P=10$ кВт

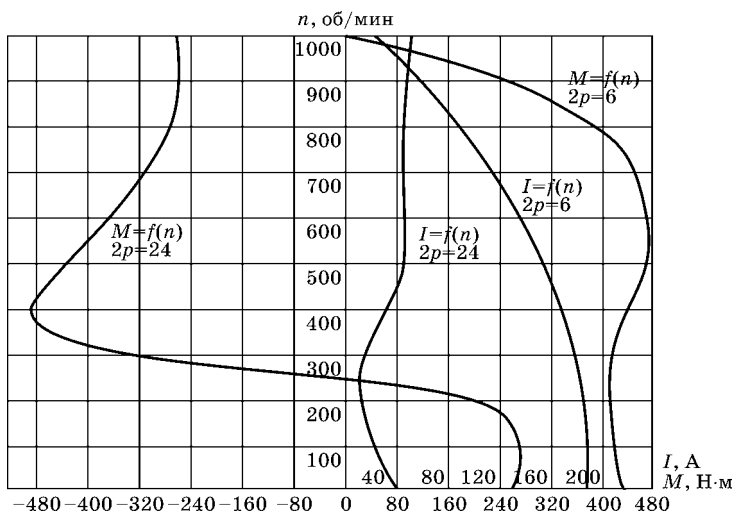


Рис. 2.18

Механические и электромеханические характеристики двигателя АС2-93-6/24 ШЛ; $P=14$ кВт

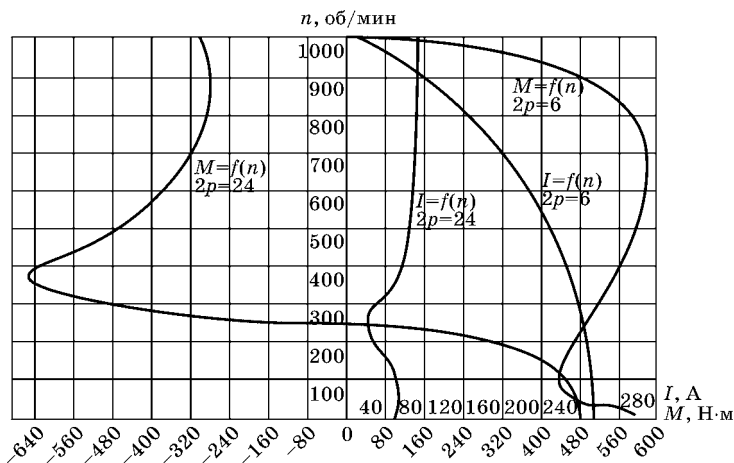


Рис. 2.19

Механические и электромеханические характеристики двигателя АС2-101-6/24 ШЛ; $P=20$ кВт

Кинематическая схема

Кинематика лифта, место расположения двигателя, необходимость использования противовеса и его расположение относительно кабины определяется архитектурными особенностями зданий и специальными требованиями, предъявляемыми к лифтам.

В лифтах преимущественно применяются кинематические схемы с верхним расположением привода. При этом размещении уменьшается число перегибов канатов, что увеличивает их долговечность, повышает КПД установки, уменьшает нагрузки от лифта на опорные конструкции шахт и снижает стоимость лифта. Кинематическая схема приведена на рисунке 2.20. Движение от двигателя 1 через тормозную муфту 2, редуктор 3, соединительную муфту 4 передается на канатоведущий шкив 5, который с помощью канатов 6 приводит в движение кабину 7 и противовес 8.



Рис. 2.20
Кинематическая
схема лифта:

1 — двигатель; 2 — тормозная муфта; 3 — редуктор; 4 — соединительная муфта; 5 — канатоведущий шкив; 6 — канаты; 7 — кабина; 8 — противовес.

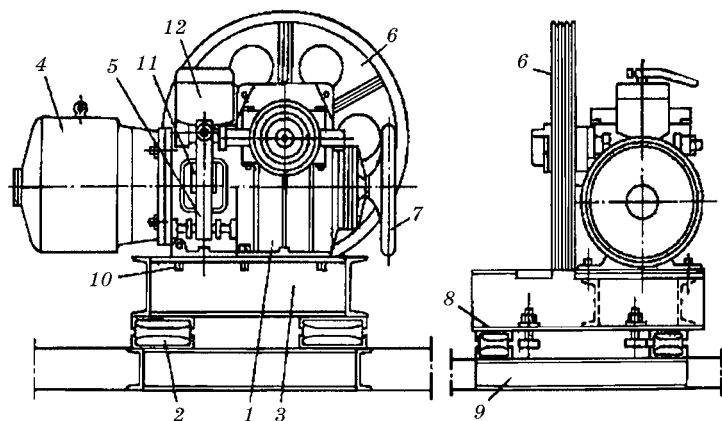


Рис. 2.21

Лифтовая лебедка с канатоведущим шкивом:

1 — редуктор; 2 — амортизатор; 3 — рама лебедки; 4 — электродвигатель; 5 — тормозное устройство; 6 — канатоведущий шкив; 7 — штурвал-маховик; 8 — домкрат; 9 — подрамник; 10 — сливная пробка; 11 — муфта; 12 — электромагнит.

Устройство лифтовой лебедки и входящих составляющих представлено на рисунке 2.21.

На рисунке 2.22 изображена тормозная муфта, входящая в состав лифтовой лебедки.

Схема червячного цилиндрического редуктора из состава лифтовой лебедки представлена на рисунке 2.23.

На рисунке 2.24 показан канатоведущий шкив.

2.4.3. Требования к электроприводу

Основными требованиями, которым должен удовлетворять ЭП лифта, являются:

- 1) обеспечение плавности движения кабины;
- 2) возможность реверсирования;
- 3) точная остановка кабины на заданном этаже;
- 4) обеспечение минимального времени переходных процессов при строго ограниченных максимальных значениях ускорения a (м/с^2) и производной ускорения ρ (м/с^3) — рывке.

Жесткие требования в отношении поддержания постоянства ускорения и необходимого диапазона регулирования скорости предъявляются к электроприводу шахтных клетевых подъемных машин, скоростных лифтов, маятниковых канатных дорог. Эти установки отличает высокий уровень рабочей скорости движения подъемного сосуда или кабины (3,5...20 м/с для шахтных подъемников, более 1,5 м/с для скоростных лифтов и 2,5...12 м/с для маятниковых канатных дорог) и значительные пределы изменения момента статического сопротивления, определяемые степенью загрузки клетки или кабины.

На точность остановки влияют величины тормозного момента и инерции кабины с грузом, значение начальной скорости, с которой осуществляется процесс торможения, и другие факторы. При больших скоростях движения подъемников необходимо перед остановкой снижать скорость привода до величины, при которой заданная неточность остановки не превосходит допустимой величины. Необходимый диапазон регулирования скорости по условию точной остановки здесь обычно больше 10, и обе-

спечить заданную производительность перечисленных установок можно лишь применением замкнутой системы электропривода.

Наибольшее распространение среди электроприводов пассажирских лифтов получил электропривод переменного тока с двухскоростным лифтовым асинхронным двигателем, однако в настоящее время наблюдается тенденция применения в электроприводе пассажирских лифтов статических преобразователей энергии.

Применение регулируемого асинхронного электропривода в подъемно-транспортных механизмах обеспечивает [17]:

- 1) высокую плавность движения;
- 2) использование трехпериодной тахограммы электропривода (разгон — равномерное движение — торможение) с исключением дотягивания;
- 3) выбор оптимальной скорости равномерного движения;
- 4) точное позиционирование;
- 5) снижение массы, габаритов и стоимости приводного асинхронного двигателя;
- 6) снижение суммарного момента инерции механической системы;
- 7) сокращение износа механических тормозов.

Зарубежный опыт свидетельствует о том, что в приводе лифтов и подъемников предпочтение однозначно отдано в пользу регулируемого асинхронного электропривода с преобразователем частоты. Ведущие мировые производители преобразователей частоты, такие как *Mitsubishi*, *Schneider*, *LG* и т. д., особое внимание уделяют развитию этого сектора мирового рынка, понимая его громадные объемы и перспективность.

Подобные работы проводятся в России в содружестве с другими странами СНГ. Например, МК «Энергосбережение» совместно с ЗАО «Харьковлифт» приступают к поставкам на рынок стран СНГ комплектных электроприводов для пассажирских и грузопассажирских лифтов грузоподъемностью от 400 до 1000 кг со скоростью движения кабины от 0,5 до 2 м/с, а также грузовых лифтов

грузоподъемностью от 100 до 5000 кг со скоростью движения кабины 0,25 и 0,5 м/с. Одной из разработок является серия электроприводов типа РЭН2-Л для управления двигателем лебедки лифта [24].

Серия РЭН2-ЛК предназначена для использования в скоростных лифтах и лифтах повышенной комфортности и включает в себя современный IGBT-транзисторный преобразователь частоты, управляющий частотой вращения вала асинхронного электродвигателя лифтовой лебедки. Регулирование частоты вращения в диапазоне от нулевой до номинальной с сохранением перегрузочной способности электродвигателя в совокупности с векторным управлением по сигналу обратной связи от цифрового датчика вращения позволяют реализовать плавную развертку скорости во времени по S-образным характеристикам разгона и торможения с регулируемым ограничением рывка при разгоне, удержание кабины от момента останова до момента наложения электромагнитного тормоза и после снятия тормоза — до начала движения, а также высокую точность позиционирования кабины при останове — в пределах ± 2 мм (зависит от точности установки путевых датчиков). При этом комфортность поддерживается вне зависимости от степени загрузки и направления движения кабины. Интерфейс системы управления преобразователя частоты позволяет осуществлять управление электроприводом от любого типа лифтовой станции (серии ШУЛК, УЛ, УПЛ, УЛЖ и др.) — от релейно-контакторных до наиболее современных станций с микропроцессорным управлением.

Важным фактором, позволяющим снизить цену лифтового электропривода в целом, является возможность замены дорогого двухскоростного электродвигателя на односкоростной равной мощности, а также уменьшение контакторной аппаратуры. Это обусловлено способностью преобразователя частоты регулировать частоту вращения вала от нуля до номинальной и осуществлять реверс изменением порядка чередования выходных фаз преобразователя. Достоинством применения преобра-

зователя частоты является отсутствие выбросов тока в пуско-тормозных режимах, что увеличивает срок службы контакторной аппаратуры и двигателя, а также значительно уменьшает динамические нагрузки на механические части привода.

Электроприводы серии РЭН2-ЛК имеют в своем составе узел, обеспечивающий рассеивание механической энергии, запасенной в движущихся частях привода при движении кабины и торможениях. Электроприводы РЭН2-ЛК могут поставляться вместе с узлом рекуперации этой энергии в питающую электросеть, что позволяет, наряду с другими преимуществами, реализовать работу лифтового электропривода в энергосберегающем режиме.

Другая серия электроприводов — РЭН2-Л — предназначена специально для установки в массовых пассажирских лифтах. В основе электроприводов РЭН2-Л, так же как и в серии РЭН2-ЛК, лежит преобразователь частоты. Основным отличием серии РЭН2-Л от РЭН2-ЛК является отсутствие в системе датчика частоты вращения, т. е. в алгоритме управления не используется информация о текущей частоте вращения вала электродвигателя. Несмотря на это упрощение, разгон и торможение кабины также происходит плавно, по S-образным кривым, в диапазоне частоты вращения от нуля до номинальной, и реализовано удержание кабины при остановках. В электроприводах РЭН2-Л мощностью 3,5 кВт и выше имеется узел, обеспечивающий рассеивание механической энергии, запасенной в движущихся частях привода при движении кабины вниз и торможениях. В упрощенном преобразователе частоты точность позиционирования кабины при остановке лежит в пределах $\pm 10 \dots 15$ мм, что выше точности позиционирования ± 20 мм, характерной для нерегулируемых лифтовых электроприводов.

Существуют следующие режимы работы электроприводов указанных серий:

- 1) режим работы от лифтовой станции — работа привода определяется сигналами, поступающими от лифтовой станции. При этом преобразователь частоты выдает

на станцию управления сигналы о собственной работоспособности, контролирует независящие от него параметры привода, гарантирующие безаварийную работу привода лифта;

2) ручной режим: управление двигателем осуществляется независимо от лифтовой станции при помощи встроенного пульта управления.

В случае опасных ситуаций преобразователь осуществляет экстренное торможение и электрическое удержание кабины лифта, сообщив на станцию управления об аварийной ситуации.

Рабочий цикл при нормальной работе лифта включает в себя следующие стадии:

- 1) подготовку к работе;
- 2) ожидание команды на движение;
- 3) удержание кабины постоянным током;
- 4) пусковой рывок кабины и работу на пусковой скорости;
- 5) разгон кабины по S-характеристике;
- 6) движение на заданной скорости;
- 7) замедление кабины по S-характеристике;
- 8) дотягивание кабины до поступления сигнала точной остановки;
- 9) торможение с отработкой заданного перемещения;
- 10) удержание кабины постоянным током.

Тахограмма электропривода лифта приведена на рисунке 2.25.

Начало работы преобразователя инициируется станцией управления лифтом, первоначально преобразователь осуществляет самотестирование, после чего он готов принимать сигналы от станции. После прихода сигналов управления преобразователь осуществляет электрическое удержание кабины лифта и контроль правильности работы внешних, связанных с ним узлов привода, а также окончания переходных электромагнитных процессов в двигателе.

Последующим действием осуществляется разгон двигателя до пусковой скорости, которая обеспечивает мягкую выборку люфтов и натяжение канатов. После выхода на установившееся значение скорости преобразователь по

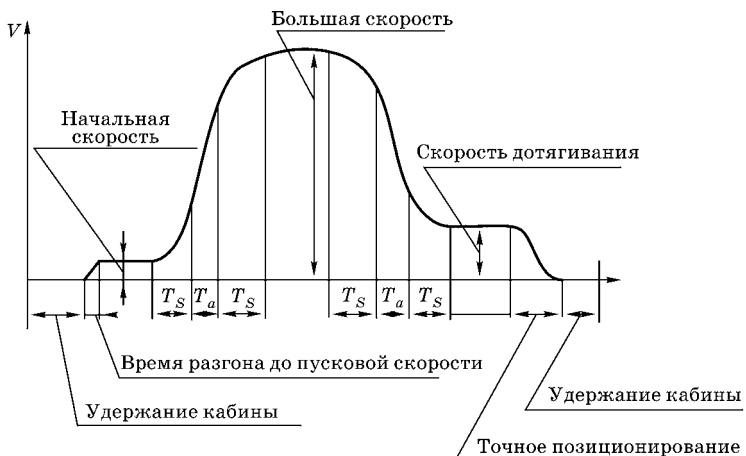


Рис. 2.25

Тахограмма электропривода лифта для одного цикла работы:

T_s — время разгона (замедления) с малым ускорением; T_a — время разгона (замедления) с допустимым ускорением.

сигналу лифтовой станции осуществляет разгон до рабочей скорости.

Разгон, как и торможение, осуществляется по S-характеристике с криволинейным и линейным участками, которые задаются временем движения по каждому участку, отдельно в процессе разгона и замедления.

Замедление с рабочей скорости осуществляется по сигналу задания скорости дотягивания, после прихода которого лифт выходит на эту скорость и движется на ней до прихода сигнала точной остановки. (В случае прихода сигнала точной остановки в процессе замедления алгоритм изменяется.)

После получения сигнала точной остановки система управления выходит в режим отработки оставшегося пути перемещения, по завершению которого осуществляется электрическое удержание кабины. Этот режим заканчивается после наложения электромагнитного тормоза станцией управления лифтом. На этом цикл работы преобразователя завершается.

В зависимости от станции управления алгоритм стыковки преобразователя со станцией изменяется.

Одной из отличительных особенностей серий РЭН2-ЛК и РЭН2-Л является возможность настройки электропривода как от встроенного пульта управления преобразователем частоты, так и с использованием интеллектуального человеко-машинного интерфейса, позволяющего в процессе настройки электропривода отображать в реальном времени на экране переносного персонального компьютера основные параметры электропривода — выходной ток двигателя, заданную и отработанную скорость и др.

Таким образом, Россия стремится выйти на международный уровень в области подъемно-транспортного оборудования с разработанными и произведенными в России асинхронными электроприводами, которые по своим характеристикам не уступают зарубежным аналогам.

2.4.4. Технологический режим работы лифта

Технологический режим работы лифта определяется составляющими длительности кругового рейса. Вначале задается посадочный этаж, относительно которого далее формируется круговой рейс.

Время кругового рейса находим по формуле

$$T_k = \frac{2H_b - h \cdot (N_{пв} + N_{св} + 1)}{V} + (N_{пв} + N_{св} + 1) \cdot (t_1 + t_2) + (2.35) \\ + K_t \cdot (t_{п4} + t_{п5} + t_{с4} + t_{с5}) + (N_{пв} + N_{св} + 1) \cdot t_3,$$

где $H_b = K_b \cdot H_{\max}$ — вероятностная высота подъема кабины, м; K_b — коэффициент вероятности высоты подъема, $K_b = 0,7 \dots 0,9$; H_{\max} — максимальная высота подъема, м; h — путь, проходимый кабиной при разгоне до номинальной скорости и при торможении от номинальной скорости до остановки, м; V — номинальная скорость движения кабины, м/с; $N_{пв}$ — число вероятных остановок при подъеме:

$$N_{пв} = N_1 - N_1 \cdot \left(\frac{N_1 - 1}{N_1} \right)^{g_n \cdot E_d}, \quad (2.36)$$

где N_1 — число возможных остановок кабины выше посадочного этажа; $g_{\text{п}}=0,8$ — коэффициент заполнения кабины при подъеме; $E_{\text{л}}=G_{\text{тр}}/800$ — вместимость лифта, определяемая его грузоподъемностью $G_{\text{тр}}$, Н, и средним весом человека, Н;

$N_{\text{св}}$ — число вероятных остановок при спуске:

$$N_{\text{св}} = N_2 - N_2 \cdot \left(\frac{N_2 - 1}{N_2} \right)^{g_{\text{с}} \cdot E_{\text{л}}}, \quad (2.37)$$

где N_2 — число возможных остановок кабины ниже посадочного этажа; $g_{\text{с}}=0,4$ — коэффициент заполнения кабины при спуске;

t_1 — время на ускорение и замедление лифта, с; t_2 — время, затрачиваемое на пуск лифта, с; t_3 — время открытия и закрытия дверей, с; $t_{\text{п4}} + t_{\text{п5}}$ — время, затрачиваемое на вход и выход пассажиров при подъеме, с:

$$t_{\text{п4}} + t_{\text{п5}} = 2\Delta t \cdot g_{\text{п}} \cdot E_{\text{л}}, \quad (2.38)$$

где Δt — время, затрачиваемое на вход и выход одного пассажира, с;

$t_{\text{с4}} + t_{\text{с5}}$ — время, затрачиваемое на вход и выход пассажиров при спуске, с:

$$t_{\text{с4}} + t_{\text{с5}} = 2\Delta t \cdot g_{\text{с}} \cdot E_{\text{л}}; \quad (2.39)$$

K_t — коэффициент, учитывающий дополнительные задержки (вход и выход инвалидов, погрузка и выгрузка колясок с детьми и пр.), для жилых зданий $K_t=1,1$.

Время работы привода пассажирского лифта составляет

$$t_{\text{в}} = \frac{2H_{\text{в}} - h \cdot (N_{\text{пв}} + N_{\text{св}} + 1)}{V} + (N_{\text{пв}} + N_{\text{св}} + 1) \cdot (t_1 + t_2). \quad (2.40)$$

Далее определяем продолжительность включения двигателя пассажирского лифта:

$$\text{ПВ} = \frac{100t_{\text{в}}}{T_{\text{к}}}, \%, \quad (2.41)$$

Зададим цикл лифта следующим образом. Примем в качестве посадочного седьмого этаж. Согласно расчетам $N_{пв}$ и $N_{св}$ кабина опускается с седьмого этажа на четвертый, с четвертого опускается до первого, затем поднимается на пятый, после этого на девятый и завершает цикл на седьмом этаже. Такой цикл работы лифта (рис. 2.26) выбран из условия максимально допустимой нагрузки на двигателе при посадочном этаже $n=7$.

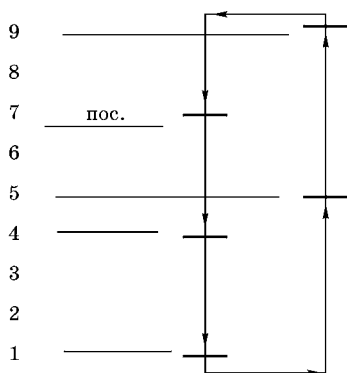


Рис. 2.26
Круговой рейс лифта

2.4.5. Расчет предварительной мощности электропривода

Мощность двигателя (Вт) механизма подъема в установившемся режиме определяется формулой [15]

$$P_d = \frac{(1 - a_y) \cdot G_{гр} \cdot V}{\eta}, \quad (2.42)$$

где $a_y = 0,4 \dots 0,6$ — коэффициент уравнивания; $G_{гр} = m_{гр} \cdot g$ — вес груза, Н; $m_{гр}$ — масса груза, кг; V — скорость движения кабины, м/с; $\eta = 0,5 \dots 0,6$ — общий КПД для реальных подъемно-транспортных машин.

Вес противовеса $G_{пр}$ находят из условия полного уравнивания кабины G_k и частичного уравнивания груза $G_{гр}$:

$$G_{пр} = G_k + a_y \cdot G_{гр}. \quad (2.43)$$

Если рассчитанное выше значение продолжительности включения (ПВ) не совпадает со стандартным значением, то производится перерасчет мощности (кВт) с учетом ближайшего стандартного значения $ПВ_{ст}$:

$$P_{расч} = P_d \cdot \sqrt{\frac{ПВ}{ПВ_{ст}}}. \quad (2.44)$$

Далее выбирается лифтовый двигатель со стандартной продолжительностью включения $PB_{ст}$, который проверяют по нагреву с помощью условия $P_n \geq P_{расч}$.

Проверка двигателя по нагреву

Примем допущение, что при подъеме и спуске скорость вращения вала двигателя мало отличается. Это можно объяснить тем, что при подъеме и спуске статические моменты, хотя и отличаются друг от друга, но на рабочем участке механической характеристики двигателя скорость изменяется в небольших пределах.

Статическая мощность (Вт) механизма при прямом направлении энергии (подъем кабины) рассчитывается по формуле

$$P_{сп} = \frac{(1 - a_y) \cdot G_{гр} \cdot D_{ш} \cdot \omega_n}{\eta \cdot 2i_p}, \quad (2.45)$$

где $a_y = 0,4 \dots 0,6$ — коэффициент уравнивания; $G_{гр}$ — вес груза, Н; $D_{ш}$ — диаметр канатоведущего шкива, м; ω_n — номинальная скорость двигателя, c^{-1} ; η — КПД механизма; i_p — передаточное число редуктора.

Статическая мощность механизма при обратном направлении энергии (спуск кабины) рассчитывается по формуле

$$P_{сc} = \frac{(1 - a_y) \cdot G_{гр} \cdot D_{ш} \cdot \omega_n \cdot \eta}{2i_p}. \quad (2.46)$$

Время движения кабины на каждом этаже кругового рейса можно рассчитать по формуле

$$t = t_p + t_t + t_y, \quad (2.47)$$

где $t_p = V/a_{max}$ — время разгона, с; t_t — время торможения, с; $t_t = t_{т1} + t_{т2} + t_{т3}$; $t_{т1}$ — время перехода с номинальной скорости на посадочную, с; $t_{т1} = (V - V_{пoc})/a_{max}$; $V_{пoc}$ — посадочная скорость, м/с, которую определяют по рисунку 2.13 в зависимости от заданной точности остановки лифта; $t_{т2}$ — время подхода к этажу на посадочной скорости, с; $t_{т3}$ — время торможения от $V_{пoc}$ до полной останов-

ки, с; $t_{т3}=V_{\text{пос}}/a_{\text{max}}$; t_y — время движения на установившейся скорости, с;

$$t_y = \frac{(n_2 - n_1) \cdot \ell_{\text{эт}} - S_{\text{пт}}}{V},$$

где n_1, n_2 — порядковые номера этажей; $\ell_{\text{эт}}$ — межэтажное расстояние, м; $S_{\text{пт}}$ — путь, проходимый кабиной при разгоне и торможении, м;

$$S_{\text{пт}} = S_p + S_{т1} + S_{т2} + S_{т3},$$

где $S_p = 0,5a_{\text{max}} \cdot t_p^2$ — путь разгона, м; $S_{т1} = 0,5a_{\text{max}} \cdot t_{т1}^2$ — путь торможения от V до $V_{\text{пос}}$, м; $S_{т2} = V_{\text{пос}} \cdot t_{т2}$ — путь подхода к этажу на посадочной скорости, м; $S_{т3} = 0,5a_{\text{max}} \cdot t_{т3}^2$ — путь торможения от $V_{\text{пос}}$ до остановки, м.

Время движения для отдельных этапов цикла работы лифта

По выполненным ранее расчетам при посадочном этаже $n=7$, числе вероятных остановок на спуске $N_{\text{св}}$ и на подъеме $N_{\text{пв}}$ круговой рейс лифта (условно) будет состоять из спуска с седьмого этажа на четвертый (t_{74}), далее с четвертого на первый (t_{41}), подъема с первого на пятый (t_{15}), затем с пятого на девятый (t_{59}) и спуска с девятого на седьмой (t_{97}). Нагрузочная диаграмма электропривода лифта приведена на рисунке 2.27.

Рассчитаем эквивалентную мощность:

$$P_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{P_{\text{сп}}^2 \cdot (t_{15} + t_{59}) + P_{\text{св}}^2 \cdot (t_{74} + t_{41} + t_{97})}{4t_p \cdot \beta_{\text{ут}} + 4t_{\text{т}} \cdot \beta_{\text{ут}} + t_{15y} + t_{59y} + t_{74y} + t_{41y} + t_{97y}}}, \quad (2.48)$$

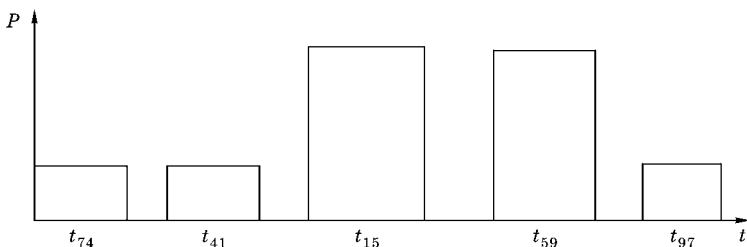


Рис. 2.27
Нагрузочная диаграмма лифта

где $\beta_{yt} = (1 + \beta_0)/2$ — коэффициент ухудшения теплоотдачи при пуске и торможении; β_0 — коэффициент ухудшения теплоотдачи при неподвижном роторе; для двигателя закрытого исполнения с самовентиляцией $\beta_0 = 0,45 \dots 0,55$; t_{97y} , t_{74y} , t_{41y} , t_{15y} , t_{59y} — время установившегося движения, с:

$$t_{97y} = t_{97} - t_p - t_T; \quad t_{74y} = t_{74} - t_p - t_T; \quad t_{41y} = t_{41} - t_p - t_T;$$

$$t_{15y} = t_{15} - t_p - t_T; \quad t_{59y} = t_{59} - t_p - t_T.$$

Подставив полученные значения времени и коэффициент ухудшения теплоотдачи в формулу (2.48), рассчитаем $P_{\text{экв}}$. Если выбранный двигатель имеет номинальную мощность P_n , большую чем эквивалентная мощность $P_{\text{экв}}$, то двигатель проходит по нагреву.

2.5. ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

2.5.1. Назначение и области применения

Наиболее высокопроизводительным типом машин непрерывного транспорта являются ленточные конвейеры [19]. В горнорудной промышленности ленточные конвейеры применяются в основном в составе роторных комплексов для транспортирования вскрышных пород или в качестве магистральных наклонных подъемников из карьеров и шахт.

Уровень конвейеризации горных предприятий непрерывно растет, а освоение новых крупных месторождений, несомненно, потребует широкого внедрения более мощных ленточных конвейеров и конвейерных линий большой протяженности.

Поточный карьерный транспорт по достигнутой технико-экономической эффективности и производительности труда во многих случаях превзошел другие виды карьерного транспорта. При росте производственной мощности горных предприятий и увеличении глубины разработок, а также создании мощного технологического оборудования непрерывного действия карьерный конвейер

ерный транспорт во многих случаях уже сейчас является практически бесконкурентным.

Значительное число ленточных конвейеров относительно малой мощности используются на предприятиях по переработке полезных ископаемых. Весьма протяженные конвейерные линии транспортируют сыпучие грузы к потребителям горного сырья.

Эффективность использования ленточных конвейеров в значительной степени определяется сроком службы лент и надежностью узлов конвейера в сложных условиях горнодобывающих предприятий. Повышение надежности и качества конвейеров достигается применением высокопрочных и долговечных резиновых и резиноканевых лент, унифицированных приводных блоков и роликов.

Устройство механической части электропривода

Основными частями привода (приводной станции) ленточного конвейера служат один или два (реже три) приводных барабана и приводящие их во вращение приводные блоки, состоящие из электродвигателя, редуктора, соединительных муфт и тормоза.

Привод конвейера может иметь один (рис. 2.28), два или три электродвигателя.

Два двигателя устанавливают на один приводной вал при использовании типовых двигателей и редукторов меньшей мощности (вместо одного большого) и для более компактной планировки привода (рис. 2.29). Три двигателя применяют в двухбарабанном приводе ленточного конвейера. Созданы также объединенные приводы, у которых один двигатель через соответствующий передаточный

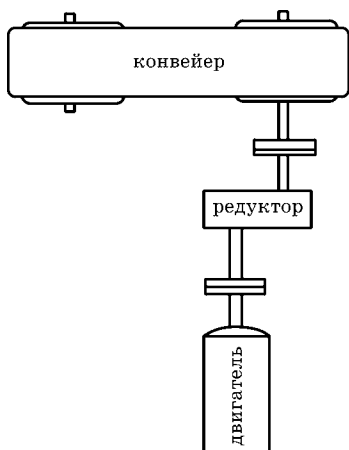


Рис. 2.28
Относительное расположение двигателя, редуктора и конвейера

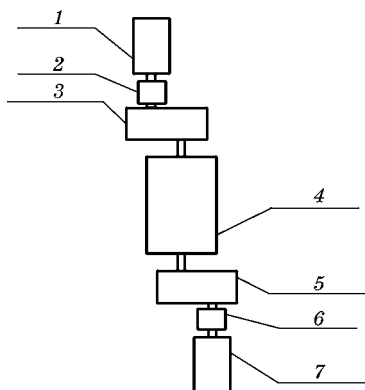


Рис. 2.29

Двухдвигательный электропривод барабана:

1, 7 — АД-КЗ; 2, 6 — муфты; 3, 5 — редукторы; 4 — барабан.

механизм одновременно приводит в движение две (иногда, три) приводные звездочки конвейера.

Существует несколько схем расположения барабанов и приводных блоков на одно- и двухбарабанных приводах. Двигатель располагается иногда перпендикулярно к оси конвейера, но чаще (для уменьшения габаритов привода в ширину) — параллельно оси конвейера.

На однобарабанных приводах устанавливается один приводной блок (рис. 2.28), а иногда при требующейся большей мощности — два одинаковых блока с обеих сторон.

Выбор той или иной схемы привода определяется главным образом требуемой мощностью и обосновывается в каждом отдельном случае технико-экономическим расчетом.

Тормоз, являющийся составной частью привода ленточного конвейера, на наклонных конвейерах служит для удержания ленты от самопроизвольного движения вниз под действием веса лежащего на ней груза при выключении двигателя, а на горизонтальных — для уменьшения времени выбега. Электромагнитный тормоз автоматически включается при выключении двигателя и выключается при включении.

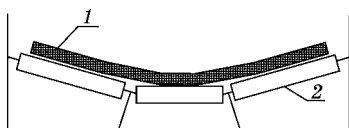


Рис. 2.30

Конструкция ленточного конвейера:

1 — лента; 2 — ролик-опора.

Применяющийся в настоящее время колодочный тип тормоза в новых конструкциях ленточных конвейеров заменяется на имеющий некоторые преимущества дисковый тормоз.

Кроме того, на раме приводной станции монтируются отклоняющие ленту барабаны, устройства для очистки ленты и барабана, пусковая и сигнальная аппаратура. Вид конвейера представлен на рисунке 2.30.

2.5.2. Требования к электроприводу

К электроприводу ленточных конвейеров, состоящему из электродвигателей и пусконаладочной аппаратуры, предъявляются два главных требования — плавность пуска и обеспечение заданного распределения нагрузки между двигателями (на многодвигательных приводах).

Известно, что стоимость конвейерной ленты составляет большую часть от стоимости конвейера. Следовательно, запуск конвейера независимо от загруженности ленты должен быть плавным с ограниченным ускорением, чтобы предотвратить пробуксовку и часто возникающее при этом возгорание ленты. Это особенно важно для пуска конвейеров большой протяженности, у которых кроме опасности пробуксовки существует опасность возникновения колебательного переходного процесса в сбегавшей ветви ленты, который зачастую приводит к обрыву ленты. Это связано с тем, что масса ленты, масса вращающихся частей роликов, барабанов и лежащего на ленте груза (после вынужденной остановки) составляет нередко несколько сотен тонн и при резком пуске величина динамических сил может в несколько раз превысить тяговую силу при установившемся движении. Отсюда можно сделать вывод, что необходима система электропривода с жестким ограничением ускорения при пуске.

Для того чтобы при применяемых в расчетах запасах прочности избежать аварийного повреждения двигателей, поломки валов, барабанов, редукторов и разрыва ленты, наибольший пусковой момент не должен превышать номинальный момент на валу приводного барабана (барабанов) больше, чем в 1,3...1,5 раза.

Характерной чертой современного электропривода конвейерных установок является применение современных и дорогостоящих систем привода, обеспечивающих плавность пуска и требуемый диапазон регулирования.

Уменьшение динамических натяжений повышает в этом случае безопасность эксплуатации ленты и срок ее службы. Работа конвейера с переменной скоростью обусловлена тем, что средняя фактическая производительность ленточных конвейеров по ряду эксплуатационных причин значительно меньше максимальной производительности, по которой рассчитываются параметры пропускной способности конвейера, — лента движется неполностью загруженной, с повышенной оборачиваемостью и, следовательно, с повышенным износом. Регулирование скорости конвейера позволяет снизить затраты на потребляемую энергию и более точно выполнить требования технологического процесса.

Система электропривода постоянного тока не нашла своего применения в силу специфических условий эксплуатации (влажность, запыленность, колебания температур).

В электроприводах, получивших преимущественное распространение, используют асинхронные двигатели (АД) трехфазного тока с короткозамкнутым и фазным роторами общепромышленного назначения. Для многоприводных конвейеров применяют двигатели с повышенным скольжением или двигатели с фазным ротором с дополнительными сопротивлениями в цепи ротора для увеличения скольжения, а для конвейеров тяжелого типа, а также при пульсирующем движении — двигатели с повышенным пусковым моментом.

На конвейерах особо ответственного значения устанавливают резервный приводной механизм, на который конвейер переключается при случайном выходе из строя одного из приводов. Такое решение более экономично, чем дублирование всего конвейера.

Применение систем электропривода с асинхронными двигателями с фазным ротором также ограничивается условиями эксплуатации. Все чаще для конвейеров большой протяженности, работающих в тяжелых условиях, применяется система электропривода с асинхронными двигателями с короткозамкнутым ротором. Для ограничения ускорения при пуске в них используются устройства плавного пуска или преобразователи частоты.

2.5.3. Расчет мощности привода конвейера

Расчет мощности приводных станций конвейера можно разделить на два этапа:

1) приближенный расчет мощности приводных станций;

2) подробный тяговый расчет.

Приближенный расчет мощности приводных станций конвейера производится по методике, изложенной в [20].

Общее сопротивление движению ленты на конвейере W , H , определяют по формуле

$$W = K_d \cdot L \cdot [(q_{гр} + q_{рв} + q_{л}) \cdot w_v + (q_{рн} + q_{л}) \cdot w_n] + q_{гр} \cdot H, \quad (2.49)$$

где $K_d = 1,1$; L — длина конвейера, м; $q_{гр}$ — линейная сила тяжести транспортируемого груза, Н/м; $q_{рв}$ — линейная сила тяжести роlikоопор верхней ветви, Н/м; $q_{л}$ — линейная сила тяжести ленты, Н/м; $q_{рн}$ — линейная сила тяжести роlikоопор нижней ветви, Н/м; $w_v = 0,18 \dots 0,6$ — обобщенный коэффициент сопротивления рабочей ветви; $w_n = 0,18 \dots 0,6$ — обобщенный коэффициент сопротивления холостой ветви; H — высота подъема груза, м.

Обобщенные коэффициенты сопротивления зависят от климатических условий, в которых эксплуатируется конвейер. Большие значения соответствуют работе конвейера в более суровых климатических условиях, в частности зимой.

Мощность приводного барабана N определяют по формуле

$$N = K_{зап(1)} \cdot \frac{W \cdot V}{1000\eta}, \quad (2.50)$$

где $K_{зап(1)} = 1,05 \dots 1,2$ — коэффициент запаса; V — скорость ленты, м/с; $\eta = 0,8 \dots 0,9$ — общий КПД механизмов привода.

Количество приводных станций зависит от допустимого натяжения ленты на различных участках трассы. Применение нескольких приводов позволяет снижать допустимое натяжение ленты на участке трассы. Наибо-

лее распространенные способы расположения приводных станций изложены в [20]. Общие соображения по этому вопросу заключаются в следующем:

1) привод должен устанавливаться в конце рабочего участка;

2) при наличии нескольких рабочих участков привод располагают в конце самого тяжелого участка;

3) в случае работы конвейера на спуск груза в тормозном режиме электропривода приводная станция устанавливается в начале рабочего участка по ходу конвейера;

4) при сложной конфигурации конвейерной трассы рассматривают несколько вариантов расположения приводной станции, выбирая вариант с минимальными значениями максимального натяжения тягового органа и среднего натяжения по замкнутому контуру.

Расчетное натяжение ленты, набегающей на приводной барабан, определяют по формуле

$$S_{н1} = K_{зап(2)} \cdot W \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}, \quad (2.51)$$

где $K_{зап(2)} = 1,1$ — коэффициент запаса; μ — коэффициент трения ленты о поверхность барабана; α — угол обхвата барабана.

Расчетный коэффициент запаса прочности ленты $K_{зл}$ находят по формуле

$$K_{зл} = \frac{K_0}{K_{ст} \cdot K_T \cdot K_p}, \quad (2.52)$$

где K_0 — номинальный запас прочности; $K_{ст}$ — коэффициент прочности стыкового соединения концов резиновой ленты; K_T — коэффициент конфигурации конвейера; K_p — коэффициент режима работы конвейера.

Необходимую прочность резиновой ленты $S_{рт}$, Н/мм, определяют по формуле

$$S_{рт} = S_{н1} \cdot \frac{K_{зл}}{B}, \quad (2.53)$$

где B — ширина ленты, мм. Найденное значение должно быть меньше паспортной прочности конвейерной ленты,

а расчетное натяжение $S_{н1}/B$ — меньше максимального допускаемого натяжения $S_{рtd}$, Н/мм.

Давление на поверхности головного приводного барабана p_d , МПа, определяют по формуле

$$p_d = \frac{360S_{н1}}{\alpha_1 \cdot \pi \cdot B \cdot D} \cdot \left(\frac{e^{\mu_1 \alpha_1} + 1}{e^{\mu_1 \alpha_1}} \right), \quad (2.54)$$

где α_1 — угол обхвата барабана резинотросовой лентой; D — диаметр приводного барабана, м.

Давление на поверхности барабана должно быть меньше $p_{лд}$ — допустимого давления на поверхности барабана. Этим заканчивается обобщенный приближенный расчет.

Для **подробного расчета** всю трассу конвейера разделяют на отдельные участки, начиная от точки сбега ленты с приводного барабана (рис. 2.31).

При определении натяжения во всех точках контура воспользуемся общим правилом: натяжение тягового элемента в каждой последующей по ходу точке контура равно сумме натяжения в предыдущей точке и сопротивления на участке между этими точками [20]:

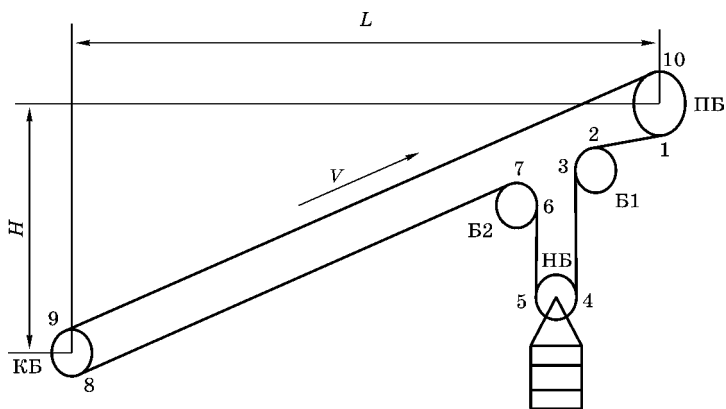


Рис. 2.31

Кинематическая схема конвейера с податливым натяжным устройством:

ПБ — приводной барабан; Б1, Б2 — барабаны холостой ветви; НБ — натяжной барабан; КБ — концевой барабан.

$$S_{i+1} = S_i + W_{i-(i+1)}, \quad (2.55)$$

где S_i, S_{i+1} — натяжения в двух соседних точках контура, Н; $W_{i-(i+1)}$ — сопротивление на участке между этими точками, Н.

При подробном расчете необходимо выделить следующие участки трассы конвейера: прямолинейные, изгиба и вертикальные.

Сопротивление движению W, H , на наклонном прямолинейном участке трассы определяют по формуле

$$W = (q_{гр} + q_{л}) \cdot (\pm h \pm \ell \cdot w), \quad (2.56)$$

где h — разница высот конечных точек участка, м; ℓ — длина участка, м; w — обобщенный коэффициент сопротивления рабочей ветви на наклонном прямолинейном участке трассы.

В формуле (2.56) знак «плюс» относится к движению вверх по наклонному пути, а знак «минус» к движению вниз.

Натяжение ленты на участках изгиба определим по формуле

$$S_{i+1} = \xi \cdot S_i, \quad (2.57)$$

где S_i, S_{i+1} — натяжения в двух соседних точках контура, Н; $\xi = 1,02 \dots 1,06$ — коэффициент увеличения натяжения на участках изгиба, зависящий от угла обхвата барабана.

Целесообразно расчет натяжений ленты свести в таблицу. После этого необходимо проверить расхождение между значениями натяжения ленты на приводном барабане, рассчитанными по приближенному и подробному тяговому расчету. Если расхождение будет не более 5...10%, то проверочный расчет ленты и электродвигателей выполнять не требуется.

Проверяем минимальное натяжение ленты по формулам (2.58) и (2.59):

$$S_{в\ min} = K_e \cdot (q_{гр} + q_{л}) \cdot \ell_{рв} \cdot \cos \beta, \quad (2.58)$$

где $S_{в\ min}$ — минимальное натяжение, обусловливаемое допусковым провесом между роlikоопорами на рабо-

чей ветви, Н; $K_e = 8 \dots 10$ — коэффициент (для конвейеров длиной более 100 м); $q_{гр}$ — линейная сила тяжести насыпного груза, Н/м; $q_{л}$ — линейная сила тяжести ленты, Н/м; $\ell_{рв}$ — расстояние между роlikоопорами на рабочей ветви, м; β — угол наклона конвейера к горизонтали;

$$S_{н \min} = K_e \cdot q_{л} \cdot \ell_{рн} \cdot \cos \beta, \quad (2.59)$$

где $S_{н \min}$ — минимальное натяжение, обусловливаемое допускаемым провесом между роlikоопорами на холостой ветви, Н; $\ell_{рн}$ — расстояние между роlikоопорами на холостой ветви, м.

Рассчитанные значения сравниваются с минимальным натяжением ленты на рабочей и холостой ветвях. Если минимальные натяжения ленты больше требуемых минимальных натяжений, то пересчета натяжений не требуется.

На основании проведенных расчетов строят диаграмму натяжений резинотросовой ленты для летнего и зимнего времени. Как правило, конвейерная лента испытывает большее натяжение в зимнее время. Это связано с физико-химическими свойствами самой ленты, которые изменяются в зависимости от климатических условий окружающей среды.

2.5.4. Расчет дополнительных усилий при пуске конвейера

При пуске конвейера, кроме крутящего момента, необходимого для преодоления статических сопротивлений движению ленты, к приводным барабанам необходимо приложить дополнительный момент для преодоления инерции вращающихся и движущихся поступательно масс конвейера и для разгона их до заданной скорости. Расчет дополнительных усилий при пуске конвейера целесообразно производить по методике, описанной в [20].

Динамический момент M_d , Н·м, приведенный к валу двигателя, находят по формуле

$$M_d = J \cdot \varepsilon, \quad (2.60)$$

где J — момент инерции всех вращающихся и поступательно движущихся масс, приведенный к валу двигателя, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ε — угловое ускорение вращения двигателя при пуске, $\text{рад}/\text{с}^2$; $\varepsilon = \omega/t_{\text{п}}$; ω — угловая частота вращения вала двигателя, $\text{рад}/\text{с}$; $t_{\text{п}}$ — время пуска конвейера, с (рис. 2.32).

Приведенный к валу двигателя момент инерции состоит из момента инерции вращающихся элементов привода $J_{\text{пр}}$ и момента инерции поступательно движущихся масс конвейера (включая массу вращающихся частей роликов) $J_{\text{пост}}$:

$$J = J_{\text{пр}} + J_{\text{пост}}, \quad (2.61)$$

$$J_{\text{пр}} = K_{\text{пр}} \cdot J_{\text{р}}, \quad (2.62)$$

где $J_{\text{р}}$ — момент инерции ротора двигателя, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $K_{\text{пр}} = 1,15 \dots 1,25$ — коэффициент, учитывающий момент инерции остальных элементов привода, вращающихся медленнее, чем вал двигателя (редуктор и приводной барабан вместе с муфтой).

Момент инерции поступательно движущихся масс находят по формуле

$$J_{\text{пост}} = \frac{m \cdot R_6^2}{\eta \cdot i_p^2}, \quad (2.63)$$

где m — суммарная масса поступательно движущихся частей конвейера, а также вращающихся частей всех роликов и барабанов (кроме приводных), кг; R_6 — радиус приводного барабана, м; η — КПД привода; i_p — передаточное отношение редуктора.

Момент сопротивления на валу двигателей приводной станции при известном передаточном отношении редуктора определяют по формуле

$$M_{\text{ст}} = \frac{W \cdot D_6}{2i_p \cdot \eta_p}, \quad (2.64)$$

где W — сопротивление движению, Н; D_6 — диаметр приводного барабана, м; η_p — КПД редуктора.

Пусковой момент $M_{\text{п}}$ складывается из статического момента $M_{\text{ст}}$, необходимого для преодоления сопротив-

ления движению ленты с грузом при нормальной работе конвейера, и динамического момента M_d :

$$M_{\pi} = M_{\text{ст}} + M_d. \quad (2.65)$$

Минимальное время пуска находят по формуле

$$t_{\pi} \geq \frac{J \cdot \omega}{M_d}, \quad (2.66)$$

где M_d — динамический момент, Н·м; J — момент инерции всех вращающихся и поступательно движущихся масс, приведенный к валу двигателя, кг·м²; t_{π} — время пуска конвейера, с; ω — угловая частота вращения вала двигателя, рад/с.

Во время пуска конвейера в ленте происходят волновые процессы. При приложении к ленте силового импульса от привода вдоль ее ветви распространяется волна деформации. Избыточное динамическое усилие S_d в ленте в точке набегаания ее на приводной барабан определяют по формуле

$$S_d = W_d \left(1 - \frac{1}{e^A} \right), \quad (2.67)$$

где $W_d = (M_d / R_6) \cdot i_p$ — избыточное динамическое окружное усилие, передаваемое ленте от привода в пусковой период, Н; A — показатель степени, зависящий от скорости и времени распространения упругой волны и отношения масс поступательно движущихся и вращающихся частей конвейера.

После преобразований этот показатель может быть выражен в виде

$$A = \frac{J_{\text{пост}}}{J_{\text{пр}}} \cdot \left(1 + \sqrt{\frac{q_{\pi}}{q_{\text{гр}}}} \right), \quad (2.68)$$

где q_{π} , $q_{\text{гр}}$ — вес на 1 м длины конвейера поступательно движущихся порожняковой и грузовой ветвей, включая вес вращающихся частей роликов конвейера, Н/м.

Избыточное динамическое усилие в ленте по формуле (2.67) может достигать величины, превосходящей натяжение в точке набегаания на приводной барабан в статическом режиме работы, а значит, при пуске лента будет

испытывать большие нагрузки. Формулу (2.67) можно представить в преобразованном виде

$$S_d = \frac{A_1}{R_6} \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{B_1}}\right), \quad (2.69)$$

где

$$A_1 = \frac{J \cdot \omega}{t_{\pi}} \cdot i_p, \quad B_1 = \frac{J_{\text{пост}}}{J_{\text{пр}}} \cdot \left(1 + \sqrt{\frac{q_{\text{рн}} + q_{\text{л}}}{q_{\text{рн}} + q_{\text{л}} + q_{\text{гр}}}}\right).$$

В этом виде формула позволяет получить зависимость избыточного динамического усилия в ленте от времени пуска. В качестве примера на рисунке 2.32 приведена такая зависимость для конвейера длиной 1010 м.

Полученная зависимость показывает, что одним из способов снижения динамических нагрузок является увеличение времени запуска конвейера, поскольку оно приводит к снижению избыточного натяжения ленты.

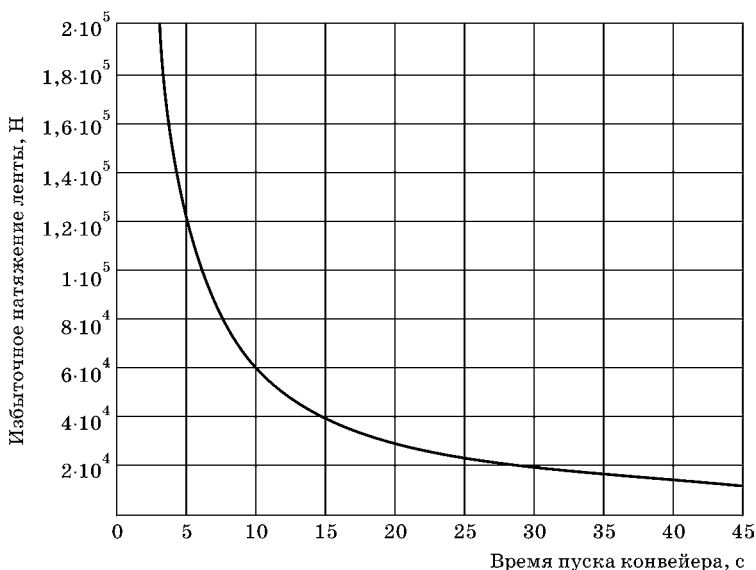


Рис. 2.32

Зависимость избыточного динамического натяжения от времени пуска конвейера

2.5.5. Волновые процессы, возникающие в ленте при пуске конвейера

Перегрузка ленты при пуске или торможении конвейера может привести к опасному снижению запаса прочности ленты, если прочность выбрана без учета характеристик применяемого привода конвейера или его тормозного устройства. Применение современных и дорогостоящих систем привода, обеспечивающих плавность пуска, уменьшает динамическое натяжение ленты, повышая безопасность ее эксплуатации и срок службы. Кроме того, оказывается возможным применить на конвейере ленту с меньшей продольной прочностью.

Волновые процессы, возникающие в ленте при пуске и торможении конвейера, существенно увеличивают динамические нагрузки. Важнейшим параметром волнового процесса является скорость распространения продольной упругой волны [20].

Основные затруднения при расчете скорости распространения волн в конвейерной ленте связаны со следующими основными факторами:

1) продольная жесткость конвейерной ленты определяется не только продольными упругими деформациями, но также формой и величиной провеса между роlikоопорами, и нелинейно зависит от натяжения ленты;

2) лента обладает значительным внутренним трением, является упруговязким телом, и ее механические свойства зависят от скорости нагружения. Продольная жесткость ленты при прохождении упругих волн определяется также крутизной фронта волн. Скорость волны в общем случае определяется не только упругими, но и вязкими характеристиками ленты, а их значения, как правило, известны весьма приближенно;

3) при вовлечении в движение неподвижной ленты часть энергии прямой пусковой волны расходуется на преодоление сил трения в роlikоопорах. В результате этого скорость распространения прямой волны снижается, и ее величина определяется предпусковой диаграммой натяжения контура ленты и постоянно изменяющимся ускорением на фронте волны.

Условную продольную жесткость ленты $E_{\text{пр}}$, связанную с выбором провеса, определяют по формуле [20]

$$E_{\text{пр}} = \frac{12S^3}{(q_{\text{л}} + q_{\text{гр}})^2 \cdot \ell_{\text{рв}}^3}, \quad (2.70)$$

где S — натяжение ленты, Н; $q_{\text{гр}}$ — линейная сила тяжести насыпного груза, Н/м; $q_{\text{л}}$ — линейная сила тяжести ленты, Н/м; $\ell_{\text{рв}}$ — расстояние между роlikоопорами ветви, м. Условная продольная жесткость ленты находится для рабочей и холостой ветвей.

Агрегатную жесткость ленты $E_{\text{а}}$, Н/м, рассчитывают по формуле

$$E_{\text{а}} = \frac{E}{1 + \frac{(q_{\text{л}} + q_{\text{гр}})^2 \cdot \ell_{\text{рв}}^3 \cdot E_{\text{пр}}}{12S^3}}, \quad (2.71)$$

где $E = k \cdot E_{\text{т}} \cdot F$ — жесткость тросовой ленты, Н/м; $k = 0,75$ — коэффициент, учитывающий неравномерную вытяжку тросов; $E_{\text{т}} = 0,8 \cdot 10^{10}$ — модуль упругости тросов на растяжение, Н/м; F — суммарная площадь сечения тросов, м²; $E_{\text{пр}}$ — условная продольная жесткость ленты, Н/м.

Скорость распространения волны в ленте, отождествленной с однородным абсолютно упругим стержнем, без учета потерь энергии на изменение сил внешнего трения определяют по формуле

$$C = \sqrt{\frac{E_{\text{а}}}{m_{\text{то}}}}, \quad (2.72)$$

где $m_{\text{то}}$ — приведенная масса тягового органа, кг.

Приведенную массу тягового органа находят по формуле

$$m_{\text{то}} = \frac{q_{\text{гр}} + q_{\text{л}} + q_{\text{рв}}}{g}. \quad (2.73)$$

По формуле (2.73) определяем приведенную массу тягового органа для рабочей и холостой ветви, по формуле (2.72) — скорость распространения упругой волны в ленте для обеих ветвей конвейера.

Анализируя формулы (2.70)–(2.72), можно сделать вывод, что скорость распространения волны в ленте зави-

сит от загрузки конвейера и натяжения тягового органа. Из формул (2.71)–(2.73) выводим зависимость скорости распространения волны в ленте от ее натяжения. Получаем, что скорость волны нелинейно зависит от натяжения и параметров роликового става:

$$C(S) = \sqrt{\frac{\frac{k \cdot E_t \cdot F}{1 + ((q_l + q_{гр})^2 \cdot \ell_{рв}^3 \cdot E_{пр}) / (12S^3)}}{(q_l + q_{гр} + q_{рв}) / g}}. \quad (2.74)$$

На рисунке 2.33 представлены графики зависимостей скоростей распространения волны от натяжения ленты ранее рассмотренного конвейера. Из графиков следует, что предварительное натяжение ленты во всех точках контура не должно падать ниже 33 300 Н при пуске без груза и должно быть не менее 66 000 Н при пуске загруженного конвейера. Из рисунка 2.33 также видно, что натяжение контура ленты, создаваемое натяжным устройством,

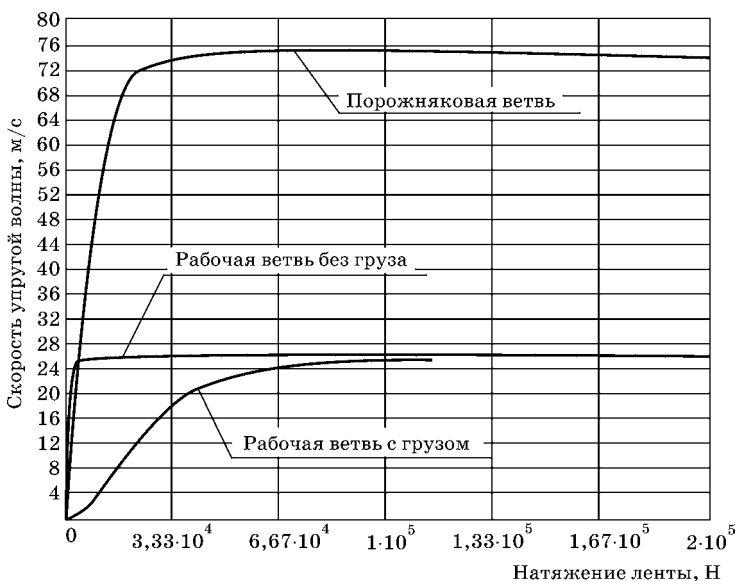


Рис. 2.33
Зависимости скорости распространения волны от натяжения ленты

в переходных режимах не должно падать ниже уровня, при котором происходит резкое снижение скорости распространения волн ($S=33\,300\text{ Н}$), что приводит к потере устойчивости движения ленты.

По зависимостям, аналогичным приведенным на рисунке 2.33, можно определить скорости распространения волны для обеих ветвей при пуске без загрузки. Например, для приведенных графиков: $C_1=26\text{ м/с}$ — скорость распространения волны на рабочей ветви; $C_2=73,9\text{ м/с}$ — скорость распространения волны на порожней ветви.

При податливом натяжном устройстве ($S_{\text{сб}}=\text{const}$), установленном у привода, после приложения к приводному барабану избыточного момента по грузовой ветви ленты будет распространяться упругая волна растяжения. Деформации растяжения ленты компенсируются податливым натяжным устройством. Достигнув границы грузовой и порожняковой ветвей, волна растяжения частично преломится и перейдет на порожняковую ветвь, а частично отразится, и ее фронт будет распространяться по грузовой ветви к точке набегания. Преломленная волна, направляясь по порожняковой ветви, достигнет натяжного устройства и, отразившись от него, начнет распространяться в противоположном направлении. Таким образом, упругая волна в ленте демпфируется через время, с:

$$t' = 2 \cdot \left[\frac{L}{C_1} + \frac{L}{C_2} \right], \quad (2.75)$$

где L — длина конвейера, м.

Таким образом, расчет волновых процессов в ленте показывает, что скорость распространения упругой волны в ленте зависит как от натяжения ленты, так и от загруженности конвейера. При этом, спустя некоторое время после запуска конвейера, волновые процессы в ленте угасают.

2.5.6. Износ и долговечность конвейерной ленты

Износ и долговечность конвейерной ленты влияют на работоспособность конвейера. Степень проявления факторов, определяющих износ ленты, зависит от величины

нагрузок, действующих на ленту на ставе, в пункте подачи груза и на приводе конвейера. Этими нагрузками являются:

на линейном ставе — динамические нагрузки при прохождении ленты с грузом по роликам; циклические нагрузки от поперечного изгиба ленты на роликоопорах; циклические нагрузки от продольного изгиба в случае образования тубчатости;

в пунктах подачи груза — ударные усилия от падения кусков груза на ленту над роликоопорами; ударные усилия от падения кусков груза на ленту между роликоопорами;

на приводе или вблизи него — циклические нагрузки от тягового усилия, возрастающего при пуске; циклические нагрузки от изгиба ленты на барабанах; циклические нагрузки от дополнительного растяжения бортов ленты на переходных участках в случае перехода от тубчатой к плоской ленте.

Таким образом, износ ленты зависит от множества факторов. Кроме того, некоторые факторы зависят от климатических условий, в которых эксплуатируется лента. Это связано с зависимостью коэффициента трения ленты по роликоопорам от температуры и физических свойств конвейерной ленты. Ударные усилия возникают на погрузочной станции и зависят от высоты падения груза и его количества. Снижение этих нагрузок ограничено фактической производительностью конвейера. Самые большие циклические нагрузки лента испытывает при пуске конвейера. Наличие динамических и циклических нагрузок приводит к усталостным явлениям в ленте.

Кривые усталости резиновых лент с прочностью 1200 Н/мм представлены на рисунке 2.34 [21]. Из рисунка видно, что даже незначительное превышение допустимого натяжения резиновой ленты, равного 200 Н/мм, приводит к сокращению срока службы ленты в 1,7 раза.

В процессе эксплуатации конвейерная лента изменяет свои физико-механические характеристики (рис. 2.35).

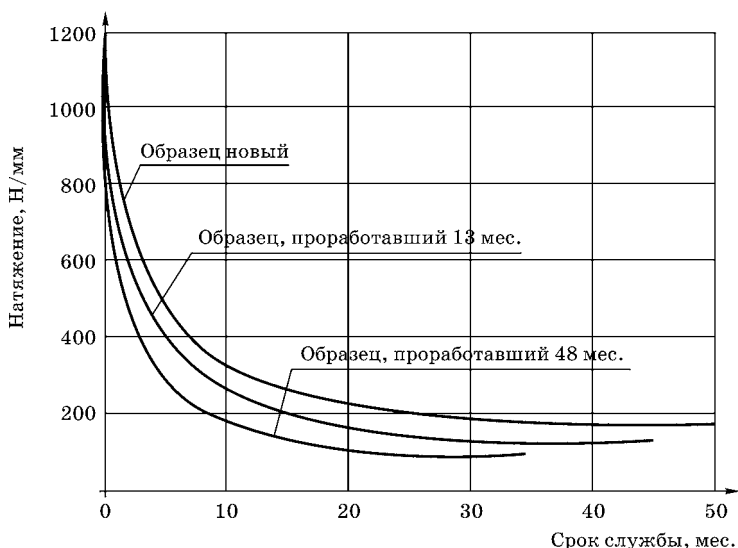


Рис. 2.34
Кривые усталости образцов резинотросовых лент

Вместе с тем в нормальных условиях эксплуатации срок службы ленты гарантированно составляет не менее 50 месяцев, причем снижение коэффициента запаса прочности не превышает 20% [21]. Со временем возникает необходимость снижать динамические нагрузки на ленту, чтобы не превышать допустимое натяжение ленты (рис. 2.35).

Поскольку со временем прочностные характеристики ленты меняются, в процессе эксплуатации следует уменьшать интенсивность разгона конвейера [22]. Из формулы (2.69) следует, что динамическое натяжение прямо пропорционально ускорению двигателей при пуске. Ограничение ускорения приводных двигателей при пуске приводит к уменьшению динамических нагрузок на ленту. Ускорение следует выбирать с учетом графиков, приведенных на рисунках 2.34 и 2.35. При этом следует знать только период, в течение которого эксплуатируется лента. По графикам определяют допустимое натяжение ленты на данный момент времени. Затем необходимо увеличить

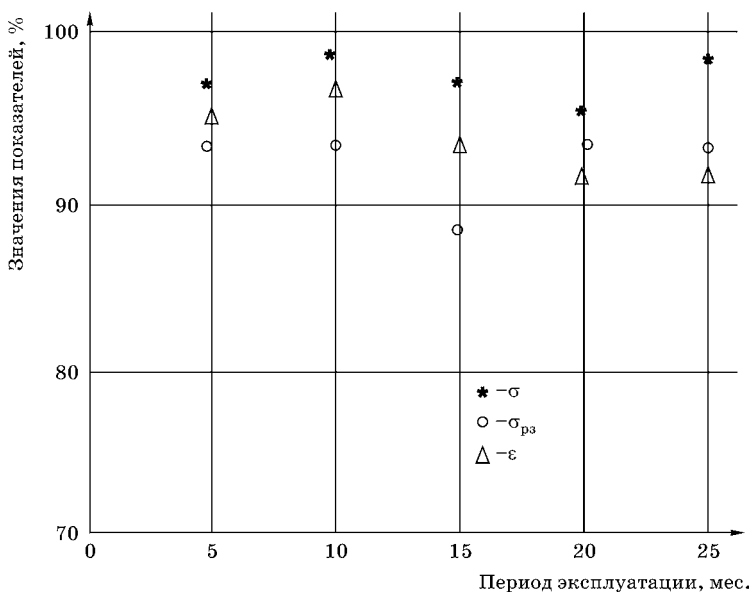


Рис. 2.35

Изменение физико-механических характеристик в процессе эксплуатации конвейерных лент:

σ — допустимое усилие; $\sigma_{\text{раз}}$ — разрывное усилие; ϵ — относительное удлинение при растяжении.

время пуска на столько процентов, на сколько изменилось допустимое натяжение ленты. Это приведет к снижению интенсивности разгона конвейера путем уменьшения ускорения двигателей при пуске. В результате динамические нагрузки на ленту окажутся в пределах допустимых значений на данный момент времени.

3

РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ КУЗНЕЧНО-ПРЕССОВЫХ УСТАНОВОК

Технологические процессы обработки давлением отличаются большими удельными усилиями сопротивления деформированных материалов (усилиями полезного сопротивления) и значительными затратами энергии, которые имеют кратковременный, так называемый пиковый, характер. В связи с этим большинство кузнечно-штамповочных машин (КШМ) по существу являются усилителями мощности, и в их конструкциях предусмотрены аккумуляторы, обеспечивающие возможность пикового расхода энергии, накопленной в них ранее. Различные сочетания конструкции аккумуляторов и механизмов, передающих эту энергию для преодоления полезного сопротивления, определяют многообразие КШМ.

Общеизвестен прогрессивный характер технологии кузнечно-штамповочного производства, основанный на получении заданной формы деталей или заготовок в результате рационального перераспределения металла, а не за счет удаления части его в стружку, как это происходит при его обработке резанием. Кроме того, обработка металлов давлением позволяет получать изделия с повышенными механическими свойствами.

3.1. ОБЩАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ КШМ

В основу классификации наряду с характером изменения скорости рабочего звена на участке рабочего хода положены принцип его работы и характер воздействия на

заготовку. На этом основании выделено пять основных классов КШМ [23].

Прессы — КШМ квазистатического воздействия на поковку, в которых преодоление полезного сопротивления осуществляется при перемещении рабочего звена — ползуна, а усилие деформирования воспринимается замкнутой силовой несущей системой, включающей исполнительный механизм, станину и другие элементы.

В зависимости от конструкции главного исполнительного механизма и кинематики рабочего звена выделены три группы прессов: кривошипные и кулачковые (с кинематически заданным характером изменения скорости), гидравлические и винтовые (с произвольным характером изменения скорости).

Главным параметром прессов является номинальное усилие. В качестве аккумуляторов в кривошипных и винтовых прессах применяют маховики, в гидропрессах — гидроаккумуляторы, в гидровинтовых прессах — и маховики, и гидроаккумуляторы. Следует отметить, что по характеру изменения скорости рабочего хода винтовые прессы относятся к классу молотов, а их главным параметром наряду с номинальным усилием является эффективная кинетическая энергия, запасаемая в конце хода подвижными частями (маховиком).

Молоты — КШМ ударного и квазударного воздействия на поковку, в которых сопротивление деформированию преодолевается путем использования кинетической энергии, накопленной подвижными частями. Главным параметром молота является эффективная кинетическая энергия, т. е. энергия, запасенная подвижными частями (ударной массой) к концу их хода. Ударная масса является аккумулятором механической энергии в молоте. Основываясь на вышеуказанных свойствах, кривошипно-шатунные прессы можно отнести к классу молотов.

Ротационные машины — КШМ, в которых преодоление сопротивления деформированию происходит при вращении рабочего органа с инструментом или вращении заготовки при непрерывном перемещении зоны кон-

такта заготовки с инструментом. Характер воздействия инструмента на поковку — квазистатический. Главным параметром этих машин может быть номинальное усилие или номинальный крутящий момент. Поскольку технологический цикл достаточно продолжителен (как правило, включает несколько оборотов рабочего инструмента), большинство машин аккумуляторов не имеет. В машинах же с пиковым характером работы (например, ковочных вальцах) в качестве аккумуляторов применяют маховики.

Импульсные машины и статы — это машины, в которых преодоление сопротивления деформированию осуществляется средой, передающей энергию. В импульсных машинах в качестве аккумулятора энергии используются энергоносители (взрывчатое вещество, горючий газ и др.), а передающей средой служит воздух, газ, жидкость, твердое тело, непосредственно воздействующие на деформируемый материал в очень короткие промежутки времени. Главным параметром этих машин является энергия импульса. В статах воздействие осуществляется длительное время и с малыми (ползучими) скоростями, а средой, передающей энергию, является жидкость, газ и т. п. Главные параметры — давление среды, воздействующей на деформируемое тело, и площадь рабочей камеры. Аккумуляторы в этих машинах, как правило, не применяются.

3.2. КЛАССИФИКАЦИЯ КРИВОШИПНО-ШАТУННЫХ ПРЕССОВ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

На рисунке 3.1 приведена классификация кривошипных прессов общего назначения, или, как их еще называют, универсальных прессов. В зависимости от конструктивного оформления станины различают закрытые и открытые прессы.

В открытых прессах станина имеет С-образную форму, штамповое пространство имеет доступ с трех сторон и поэтому удобно для обслуживания. Однако несимметричное нагружение станины вызывает ее значительные деформации и возникновение перекосов штампа.



Рис. 3.1

Классификация кривошипно-шатунных прессов общего назначения

В закрытых прессах применяют станину в виде симметричной рамы, что обеспечивает снижение деформаций и при центральной нагрузке исключает перекосы.

В основе работы двух- и четырехкривошипных прессов лежат те же процессы, что и в однокривошипных прессах. Увеличение же числа кривошипных механизмов приводит к увеличению габаритных размеров штампового пространства и прессы в целом.

3.3. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ И УСТРОЙСТВО КРИВОШИПНЫХ ПРЕССОВ

На кривошипных прессах общего назначения выполняют операции вырубки и пробивки, неглубокой вытяжки, гибки и обрезки и другие технологические процессы холодной и горячей штамповки, не требующие применения специализированного оборудования. Они также предназначены для использования в составе робототехнических комплексов.

Однокривошипные прессы (табл. 3.1) предназначены для выполнения различных операций холодной штамповки: вырубки, гибки, неглубокой вытяжки, пробивки

Таблица 3.1

Параметры однокривошипных прессов

Параметр	Тип пресса		
	КБ2030	К2114	К2232
Номинальное усилие, тс	100	2,5	160
Ход ползуна, мм	25...130	4...30	160
Число ходов ползуна в минуту	80	200...400	37
Электродвигатель:			
тип	АС61-4	АОЛ22-4	АС62-6
мощность, кВт	10	0,4	10
число оборотов в минуту	1350	1400	870
Вес пресса, т	6,645	0,4	13,055

и других операций, а также для обрезки облоя после горячей штамповки.

Примерно 90% всего парка кривошипных машин составляют кривошипные прессы общего назначения, из них до 80% составляют открытые прессы, как сравнительно простые и удобные в эксплуатации.

Устройство КШМ

Структура современного пресса достаточно сложна: машина насчитывает более десяти узлов и несколько сотен деталей. Наряду с обычными для каждой машины узлами — двигателем, передаточными механизмами (приводом) и исполнительным механизмом — в прессе имеются узлы для управления, наладки, контроля и обеспечения безопасности обслуживающего персонала, а также вспомогательные узлы, расширяющие технологические возможности пресса или улучшающие условия работы других ответственных узлов.

В кривошипных машинах (прессах) рабочий орган — ползун перемещает обрабатывающий инструмент — штамп. Ведомым звеном исполнительного механизма является ползун, а начальным, ведущим звеном — кривошип (в редких случаях кулачок).

Исполнительный механизм, преобразующий вращательное движение кривошипа в возвратно-поступательное движение ползуна, состоит из одного или нескольких звеньев, связанных вращательными или поступательными кинематическими парами.

Привод пресса — одноступенчатый, от двигателя через клиноременную передачу на маховик, находящийся на эксцентриковом валу. Муфта — фрикционная однодисковая с пневматическим включением, сблокированная с ленточным тормозом.

На рисунке 3.2 показана упрощенная кинематическая схема однокривошипного пресса КБ2030.

Электрический двигатель 1 вращает шкив 2 клиноременной передачи. Далее вращение передается на маховик 3, посаженный на эксцентриковый вал 4. С эксцентриковым валом соединен ползун 5 посредством шатуна 8. Для уменьшения трения вал закреплен в подшипниках 7. Для уменьшения трения вал закреплен в подшипниках 7.

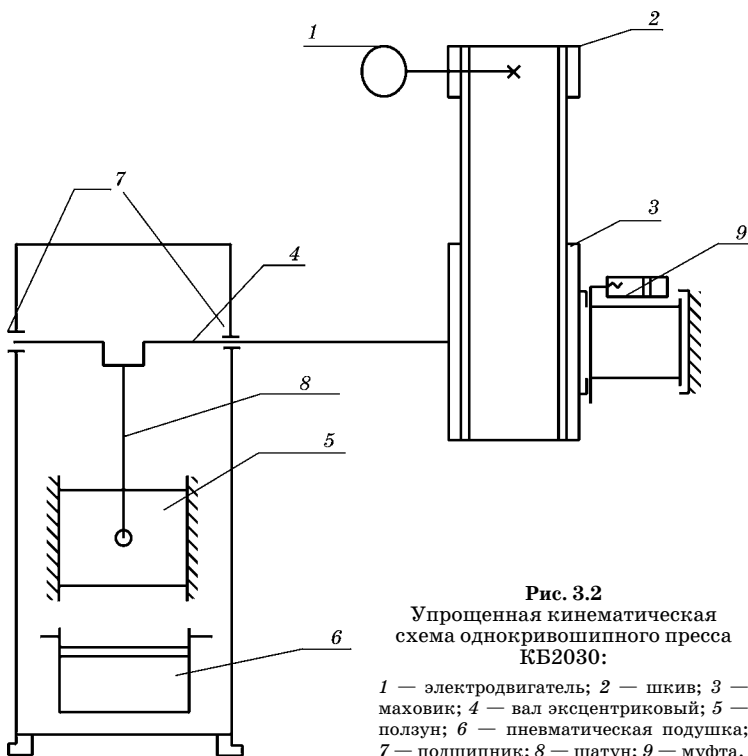


Рис. 3.2
Упрощенная кинематическая
схема однокривошипного пресса
КБ2030:

1 — электродвигатель; 2 — шкив; 3 —
маховик; 4 — вал эксцентриковый; 5 —
ползун; 6 — пневматическая подушка;
7 — подшипник; 8 — шатун; 9 — муфта.

3.4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС И УСТАНОВКИ ПРЕССОВАНИЯ

3.4.1. Общие сведения

Прессование — это один из способов обработки металлов давлением, заключающийся в выдавливании металла из замкнутой области приемника (контейнера) через отверстие матрицы, соответствующее сечению выдавливаемого профиля.

Заготовка 2 (рис. 3.3а или б) в холодном или горячем состоянии, помещенная в контейнер 1, выдавливается пуансоном 4 через отверстие матрицы 3, образуя изделие 5. Исходной заготовкой для прессования является либо слиток, либо прокат круглого, а иногда даже квадратного сечения.

Горячим прессованием изготавливается разнообразный сортамент из цветных металлов и сплавов, включающий прутки диаметром от 3 до 250 мм, трубы диаметром от 20 до 400 мм с толщиной стенки от 1,5 до 12 мм и различные сложные профили. Точность прессования деталей получается более высокой, чем при прокатке, что дает возможность свести к минимуму последующую холодную обработку заготовки. Изготовление прессованием сложных

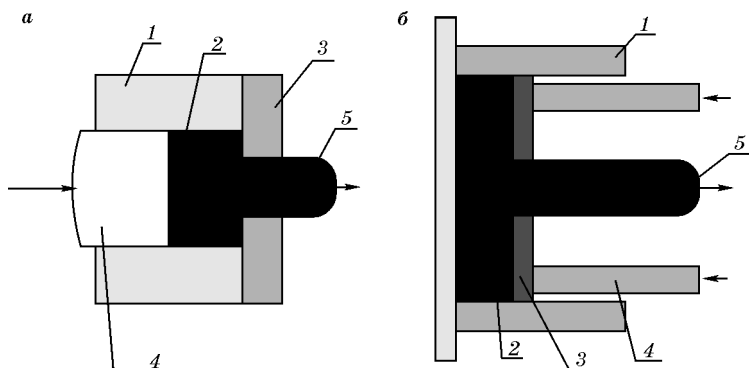


Рис. 3.3

Схемы различных методов прессования:

а — прямой метод; б — обратный метод; 1 — контейнер; 2 — заготовка; 3 — матрица; 4 — пуансон; 5 — изделие.

профилей является более экономичным, чем отливка или штамповка их с последующей механической обработкой. Прессованием могут изготавливаться профили такой сложной формы, которая не может быть получена другим способом обработки металлов давлением. Так как прессование происходит в условиях схемы всестороннего неравномерного сжатия, то деформируемый металл приобретает высокую пластичность. Это обстоятельство дает возможность прессовать медь, алюминий и их сплавы с другими металлами, а также магниевые и цинковые сплавы.

Кривошипные горячештамповочные прессы (КГШП) предназначены для горячей штамповки поковок в много-ручьевых штампах с ручной или автоматизированной системой перекладки заготовок по операциям штамповки.

Поковки изготавливают из предварительно нарезанных мерных заготовок стального или цветного проката. Поковки, штампуемые на прессах, можно разбить на три группы:

1 — шестерни, фланцы и другие поковки, изготавливаемые осадкой в торец с образованием облоя или без него (при малоотходной штамповке с компенсаторами);

2 — поковки сложной конфигурации, изготавливаемые выдавливанием;

3 — поковки с удлиненной осью, требующие подготовительных протяжных операций.

В общем парке горячештамповочного оборудования различают кривошипные горячештамповочные прессы легкие, силой менее 40 МН, и тяжелые, силой 40 МН и более.

На долю легких КГШП приходится порядка 80% от общего количества КГШП, находящихся в эксплуатации. Столь широкое использование легких КГШП в кузнечной индустрии обусловлено тем, что на протяжении длительного времени в промышленно развитых странах около 70% от общего объема штампованных поковок потребляется автомобильной промышленностью.

При выборе прессы для штамповки обычно учитывают необходимое технологическое усилие. Для центрального кривошипно-шатунного механизма, применяемого в кон-

струкциях отечественных кривошипных горячештамповочных прессов, необходимая величина крутящего момента M_k на эксцентриковом валу определяется произведением наибольшей силы деформирования поковок F_d и приведенного плеча крутящего момента m_k , т. е. $M_k = F_d \cdot m_k$.

Главным параметром, характеризующим КГШП как технологическую машину, является номинальная сила F_n . Очевидно, что для полного использования силовых возможностей КГШП должно выполняться равенство $F_d = F_n$. При этом следует учитывать, что технологическим процессам горячей штамповки поковок, осуществляемым на КГШП, свойственна определенная нестабильность силового режима деформирования, обусловленная главным образом существенными колебаниями массы штампуемых заготовок и температуры их нагрева. В результате возникают перегрузки по силе, влияющие на усталостную прочность силовых элементов КГШП. В настоящее время для предупреждения таких перегрузок рекомендуется нагружать пресс силой, равной $0,25F_n$ [24].

Опыт замера усилий штамповки с помощью приборов контроля усилий типа СУ-1М показал, что усилие пресса при штамповке одной и той же детали может колебаться в пределах $\pm 30\%$ от средней величины. Это колебание во многом зависит от правильной наладки штампов, нагрева металла, объема заготовки и др.

3.4.2. Кривошипные горячештамповочные прессы

В качестве примера рассмотрим пресс однокривошипный закрытый простого действия, усилием 4000 кН, модели КЕ2536 (табл. 3.2). Данный пресс предназначен для обрезки и правки поковок в горячем состоянии. Он может применяться в автомобильной, тракторной, сельхозмашиностроительной и других отраслях промышленности как самостоятельная единица оборудования, а также в составе автоматизированных и механизированных комплексов и линий.

Кривошипные горячештамповочные прессы, как и все кривошипные машины, имеют маховичный привод, поэтому при их работе могут создаваться условия значитель-

Таблица 3.2

Основные технические данные прессы KE2536

Наименование параметра	Данные
Номинальное усилие, кН	4000
Путь ползуна до его крайнего нижнего положения, на котором пресс-автомат развивает номинальное усилие, мм	3
Ход ползуна, мм	400
Частота непрерывных ходов, мин ⁻¹	36
Частота одиночных ходов ползуна, мин ⁻¹	25
Наибольшее расстояние между подштамповой плитой и ползуном в его нижнем положении при верхнем положении регулировки, мм	1250
Величина регулировки расстояния между подштамповой и надштамповой плитами, мм	100
Размеры подштамповой плиты:	
слева-направо	1500
спереди-назад	1000
Размеры ползуна:	
слева-направо	1300
спереди-назад	1000
Толщина подштамповой плиты, мм	160
Размеры бокового окна в стойках, мм:	
ширина	700
высота	1310

ного роста усилий в конце хода ползуна при угле поворота кривошипа $\alpha > 0^\circ$.

В период эксплуатации прессов их узлы и детали подвергаются пиковым нагрузкам в течение короткого промежутка времени, что влечет за собой появление больших удельных усилий в сочленениях и опорах прессов.

Практика показала, что при отсутствии перегрузок по усилию на ползуне в пределах допускаемого использования кинетической энергии прессы более продолжительно работают без аварий и внеплановых ремонтов.

Обычно кривошипные машины стараются предохранить от преждевременных разрушений следующими способами:

1) за счет податливости элементов кривошипно-ползунного механизма в замкнутой раме машины путем встраивания специального механизма, например гидравлического;

2) быстрым отключением маховых масс привода от их воздействия на главный вал;

3) установкой привода, позволяющего регулировать крутящий момент, передаваемый на главный вал [25].

Кинематическая схема

Упрощенная кинематическая схема электропривода однокривошипных прессов показана на рисунке 3.4. Передача от электродвигателя к эксцентрику — трехступенчатая. От шкива 9 электродвигателя 8 посредством клиновых ремней 10 движение передается на маховик 12, от него через муфту 11 и вал-шестерню 1, 2 на зубчатые колеса 3, 4 и эксцентриковый блок 14. Эксцентриковый блок 14 через шатун 15 приводит в движение ползун пресса.

В состав пресса входят станина, привод, муфта, тормоз, тормоз маховика, привод командоаппарата, ползун,

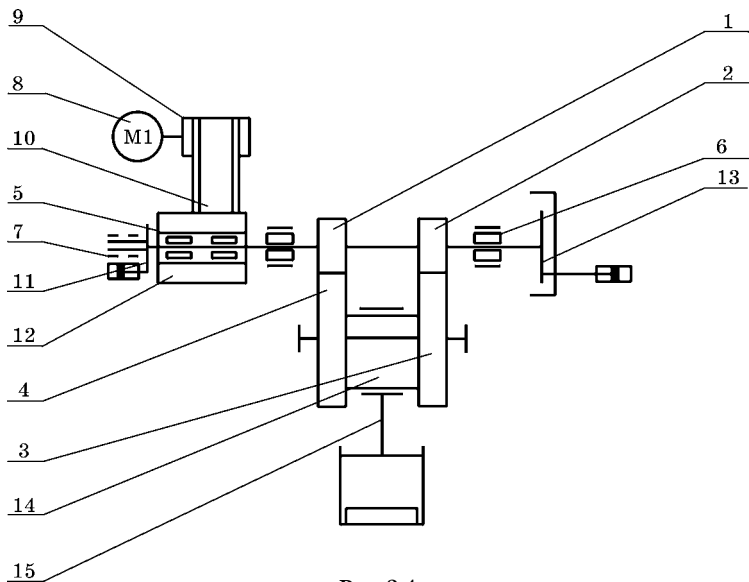


Рис. 3.4
Упрощенная кинематическая схема электропривода однокривошипных прессов:

1, 2 — вал-шестерня маховика; 3, 4 — зубчатые колеса; 5–7 — подшипники; 8 — электродвигатель; 9 — шкив; 10 — ремень; 11 — муфта; 12 — маховик; 13 — тормоз; 14 — эксцентрик; 15 — шатун.

уравновешиватели ползуна, верхний и нижний выталкиватели, гидropредохранитель и пневматическая система.

Станина пресса — сварной конструкции, закрытая, разъемная, состоящая из стола, двух стоек, траверсы, соединенных в единое целое с помощью четырех стяжных шпилек. В стойках предусмотрены окна размером 700×1310 мм, через которые (при необходимости) можно производить подачу заготовок и удаление отштампованных деталей. В траверсе пресса монтируется главный привод, муфта и тормоз. С левой стороны на траверсе установлен привод командоаппарата управления прессом.

Привод пресса — закрытого типа с расположением оси и валов перпендикулярно фронту пресса. Привод осуществляется от электродвигателя, установленного на подмоторной плите, через одноступенчатый редуктор.

Муфта включения — фрикционная однодисковая с пневматическим включением, смонтирована консольно на конце вала маховика с тыла пресса. Включение муфты осуществляется подачей сжатого воздуха в полость цилиндра муфты через воздухораспределитель, получающий команду от командоаппарата. Выключение муфты обеспечивается сбросом сжатого воздуха из ее цилиндра.

Тормоз пресса служит для торможения движущихся масс ползуна и привода после отключения муфты и фиксации их в отключенном положении. Тормоз фрикционный, однодисковый. Корпус тормоза монтируется на станине пресса, а ступица ведомого диска — на противоположном муфте конце вала маховика.

Тормоз маховика служит для экстренного останова маховика при отключенной муфте пресса-автомата.

Привод командоаппарата служит для обеспечения синхронного с эксцентриковым блоком вращения командоаппарата пресса, расположенного на траверсе.

Ползун является основным рабочим органом пресса, он предназначен для совершения прессом работы по штамповке изделия. Ползун установлен в направляющих станины, в которых он имеет направление по восьми плоскостям.

Уравновешиватель ползуна предназначен для его уравновешивания после совершения им технологической операции и поглощения части накопленной для этого кинетической энергии, он сглаживает пики нагрузки на привод. Уравновешиватель состоит из четырех пневмоцилиндров одностороннего действия тянущего типа, т. е. с рабочей нижней полостью. Цилиндры уравновешивателя установлены в нишах стоек в специальных отверстиях опорных плит.

Верхний выталкиватель предназначен для выталкивания (отрыва) поковки, оставшейся после штамповки в верхней гравюре штампа, при раскрытии штампа. Установлен на ползуне, в нижней его части. Усилие выталкивания 50 кН.

Нижний выталкиватель предназначен для выталкивания отштампованной заготовки из нижней части штампа.

Гидропредохранитель предназначен для предохранения сборочных единиц и деталей пресса от возможных перегрузок по усилию.

Пневматическая система предназначена для обеспечения сжатым воздухом муфты, тормоза, тормоза маховика, уравновешивателей ползуна, пневмоцилиндров верхнего выталкивателя, блоков безопасности, устройства размыкания и тормоза редуктора нижнего выталкивателя.

3.4.3. Требования к электроприводу механического пресса

К электроприводу кузнечно-прессовых машин предъявляются следующие требования:

1) обеспечение возможности пуска и остановки механизма с надлежащей точностью;

2) двигатель должен регулироваться в определенном диапазоне скорости в соответствии с требованиями технологического процесса;

3) развиваемый момент двигателя должен быть таким, чтобы имелась полная возможность обеспечения работы механизма с заданной интенсивностью;

4) при заданных частотах и числе включений в час не должно быть перегрева обмоток, из-за которого возможен длительный останов;

5) при особых условиях работы (повышенная температура, наличие газов и паров химических веществ и т. д.) двигатель должен иметь соответствующую конструкцию, а его обмотка — термостойкую и противосыровостную изоляцию;

6) приводной двигатель по мощности должен соответствовать мощности механизма тяжелого механического пресса, должен обладать необходимой перегрузочной способностью и повышенной механической способностью;

7) напряжение двигателя должно соответствовать напряжению питания сети;

8) конструктивно двигатель должен быть выполнен с учетом безопасности и удобства обслуживания.

Решающим фактором при выборе системы электропривода кривошипных прессов является экономическая целесообразность в сочетании с техническими требованиями.

Большинство кривошипных прессов оборудуется маховиковым приводом с асинхронным трехфазным электродвигателем. Предпочтение, оказываемое этому типу электродвигателей, объясняется простотой их устройства, невысокой стоимостью, надежностью и безопасностью работы. Промышленность освоила выпуск различных модификаций асинхронных двигателей, расширяющих область их применения, например: а) с фазным ротором; б) с повышенным скольжением; в) многоскоростные с переключением полюсов и др.

Обычно асинхронный электропривод механических прессов строится по принципу ступенчатого регулирования скорости — применяется реостатное регулирование асинхронного двигателя с фазным ротором, многоскоростные асинхронные двигатели и др. Необходимым условием качественного формирования переходных процессов является плавное изменение частоты вращения асинхронного двигателя.

Большими преимуществами обладает привод от электродвигателя постоянного тока; к ним, в частности, относятся: 1) возможность бесступенчатого электрического

регулирования числа ходов ползуна и угловой скорости кривошипа на холостом пробеге и в период рабочего хода; 2) отсутствие необходимости в установке муфты включения и маховика. Однако технико-экономические расчеты показывают, что применение безмаховикового привода на постоянном токе не дает экономии электроэнергии и, несмотря на отсутствие в приводе муфты и маховика, стоимость такого привода в 1,2...1,8 раза выше, чем маховикового привода с асинхронным двигателем.

С начала 1990-х гг. ведущие зарубежные электротехнические фирмы ABB Industry Oy (Финляндия), Hitachi, OMRON (Япония), Siemens, SEWE-URODRIVE, Schneider (Германия), Telemecanique (Франция), отечественная фирма «Триол» и ряд других фирм стали выпускать преобразователи частоты (ПЧ) третьего поколения с диапазоном мощностей от 0,1 кВт до 8 МВт. Использование новейших технологий, таких как силовые интегральные или интеллектуальные модули на базе полевых и биполярных транзисторов с изолированным затвором, и применение микропроцессорной системы управления, контроля, защиты и диагностирования позволило значительно улучшить массогабаритные, энергетические и эксплуатационные показатели ПЧ.

Применение в механическом прессе системы «преобразователь частоты — асинхронный двигатель» улучшает электромеханические свойства, энергетические и эксплуатационные показатели асинхронного электропривода, позволяет обеспечить получение оптимальной по условиям технологии скорости, а также «ползучей» скорости для обеспечения таких режимов работы, как «толчок», «наладка» и «одиночный ход».

3.5. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ПРЕССА

Мощность электродвигателя выбирают, исходя из средней работы за цикл с некоторым запасом. Запас должен быть тем больше, чем больше фактическое число ходов пресса в минуту, и тем меньше, чем больше отноше-

ние работы холостого хода за один оборот кривошипа при автоматической работе машины A_{xx} , приведенной к валу ЭД, к расходу энергии при преодолении полезного сопротивления A_0 [26].

Средняя мощность ЭД за цикл составит, кВт,

$$P_{cp} = \frac{p_x \cdot n_x}{6120} \cdot (A_0 + A_{xx}), \quad (3.1)$$

где p_x — коэффициент использования числа ходов пресса; n_x — принятая частота непрерывных ходов пресса, мин⁻¹.

Необходимую мощность ЭД рассчитывают по формуле

$$P_0 = \frac{p_x \cdot n_x}{6120} \cdot (K_{зап} \cdot A_0 + A_{xx}), \quad (3.2)$$

где $K_{зап}$ — коэффициент запаса мощности, выбираемый по таблице 3.3 в зависимости от произведения величин принятой частоты непрерывных ходов пресса n_x и коэффициента использования числа ходов пресса p_x .

Мощность двигателя с фазным ротором при работе на искусственной характеристике:

$$P_{рф} = K_{и} \cdot K_{зап} \cdot P_{cp}, \quad (3.3)$$

где $K_{и}$ — коэффициент увеличения мощности;

$$K_{и} = \frac{1 - s_n}{1 - s_{и}};$$

$K_{зап}$ — коэффициент запаса, равный 1,1...1,3; s_n — номинальное скольжение ЭД; $s_{и}$ — скольжение двигателя при выбранной искусственной характеристике.

Далее производится выбор номинальной мощности P_n электродвигателя.

Вся проблема, таким образом, заключается в определении затрат энергии, необходимой для осуществления процесса прессования.

Таблица 3.3

Значения коэффициента запаса мощности $K_{зап}$

Число рабочих ходов пресса $p_x \cdot n_x$, мин ⁻¹	Коэффициент запаса мощности $K_{зап}$
До 15	1,15
От 15 до 40	1,2
От 40 до 80	1,25
Свыше 80	1,3

Кривая изменения мгновенной мощности (рис. 3.5), отдаваемой двигателем пресса, в общем случае имеет два пика, характеризующих повышенные затраты энергии и достаточно длительный период малого расхода энергии. Расход энергии, соответствующий этим пикам, характерен для периода преодоления полезного сопротивления, для времени включения муфты и разгона при этом ведомых частей привода. В эти периоды энергию отдает не только двигатель, но и маховик, уменьшающий свою первоначальную угловую скорость.

В остальное время цикла расход энергии идет только на преодоление сопротивления вращению валов и других деталей привода и перемещение деталей кривошипно-ползунного механизма, а также на восполнение энергии, потерянной маховиком. Угол поворота кривошипа, который соответствует времени нагружения t_p при совершении полезной работы, называется рабочим углом α_p . Остальная часть времени энергетического цикла будет соответствовать времени холостого хода t_{xx} . Если пренебречь неравномерностью вращения маховика, то можно считать, что время и угол поворота кривошипа пропорциональны, и следовательно, времени t_{xx} соответствует угол поворота $2\pi - \alpha_p$. В общем случае время энергетического цикла может не совпадать со временем кинематического цикла, равного времени одного (иногда двух-трех) оборотов кривошипа.

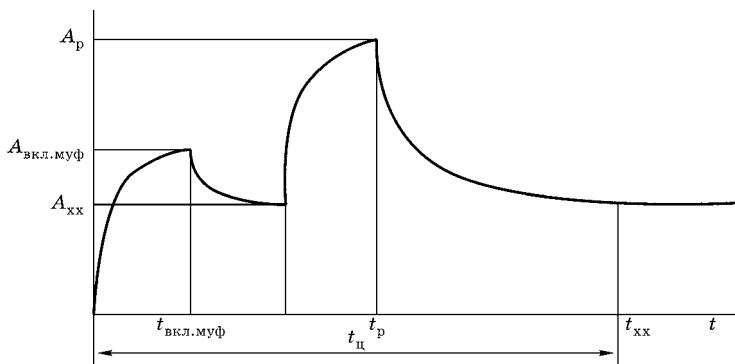


Рис. 3.5

Общий вид графика нагрузки для одного хода пресса

Если пресс работает в режиме последовательных ходов, т.е. один ход непосредственно следует за другим, то кинематический и энергетический циклы совпадают и $\alpha_x = 2\pi - \alpha_p$.

Но пресс может работать и в режиме одиночных ходов, когда после каждого хода ползуна отключается муфта, включается тормоз и кривошипный механизм некоторое время остается в состоянии покоя. Следующий ход начинается с выключения тормоза и включения муфты, а после совершения хода опять следует пауза. Длительность разделяющей паузы может быть разной, и так как время энергетического цикла существенно увеличивается, энергия, расходуемая на совершение полезной работы, может быть значительно повышена за счет возрастания времени работы двигателя при холостом ходе. Холостой ход сопровождается энергетической зарядкой маховика. Правда, при одиночных ходах возникают дополнительные затраты энергии на включение муфты. Интенсивность работы прессы при одиночных ходах оценивается коэффициентом использования числа ходов прессы p_x :

$$p_x = n_{\text{од}} / n_{\text{п}}, \quad (3.4)$$

где $n_{\text{од}}$ — число одиночных ходов в минуту; $n_{\text{п}}$ — номинальное число ходов ползуна прессы в минуту.

Общий расход энергии за цикл $A_{\text{ц}}$, приведенный к валу двигателя, можно подразделить на расход энергии при преодолении полезного сопротивления A_p и расход энергии за время холостого хода $A_{\text{хх}}$:

$$A_{\text{ц}} = A_p + A_{\text{хх}}. \quad (3.5)$$

В свою очередь, с учетом КПД,

$$A_0 = \frac{A_{\text{ти}} + A_{\text{упр}}}{\eta_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{то}}} + \frac{A_{\text{м}}}{\eta_{\text{м}}}, \quad (3.6)$$

где $A_{\text{ти}}$ — идеальная работа технологической операции (без учета упругости и трения) на ползуне машины, Дж; $A_{\text{упр}}$ — работа на ползуне, затраченная на деформацию деталей кривошипной машины (прессы), Дж; $A_{\text{м}}$ — работа

включения муфты на ее валу, Дж; $\eta_{\text{пер}}$ — общий КПД передач от кривошипа исполнительного механизма до вала двигателя; $\eta_{\text{то}}$ — КПД технологической операции (средний КПД кривошипно-ползунного механизма), учитывающий работу, затраченную на преодоление сил трения, приведенных к валу исполнительного механизма, обычно равный 0,7...0,9; $\eta_{\text{м}}$ — КПД передач от вала муфты до вала электродвигателя. Обычно $\eta_{\text{м}} = \eta_{\text{кп}}$, где $\eta_{\text{кп}}$ — КПД клиноременной передачи, равный 0,94.

Общий КПД передач от кривошипа исполнительного механизма до вала электродвигателя равен произведению КПД всех передач, входящих в систему:

$$\eta_{\text{пер}} = (\eta_s)^m \cdot \eta_v, \quad (3.7)$$

где η_s — КПД зубчатой передачи, равный 0,97; η_v — КПД вариатора, равный 0,8; m — число ступеней редуктора. Если в системе вариатор и редуктор отсутствуют, то $\eta_s = 1$, $\eta_v = 1$.

Следует отметить, что нагрузка на электродвигатель при включении муфты прилагается ранее, чем нагрузка при совершении технологической операции, но ввиду близости этих пиков нагрузки их объединяют, что упрощает расчет мощности электродвигателя. Таким образом, рассматривается так называемый двухучастковый график нагрузок на вал электродвигателя — постоянная нагрузка от момента холостого хода (первый участок) и технологическая нагрузка вместе с включением муфты (второй участок) (рис. 3.5).

Во время рабочего хода совершается не только полезная работа деформирования. Одновременно часть энергии теряется на преодоление трения в шарнирах кривошипно-ползунного механизма, часть энергии затрачивается на упругое деформирование $A_{\text{упр}}$, а часть энергии — на работу подушки $A_{\text{ц}}$. При этом последние составляющие также сопровождаются расходом энергии на трение. Энергия упругого деформирования при последующей загрузке прессы частично возвращается в привод и расходуется на разгон маховика. Однако эта возвращаемая доля энергии невелика. Таким образом, общий рас-

ход энергии за время рабочего хода A_p складывается из следующих составляющих:

$$A_p = A_{\text{ти}} + A_f + A_{\text{н упр}} + A_{f \text{ упр}} + A_{f \text{ п}} + A_{\text{п}}, \quad (3.8)$$

где $A_{\text{ти}}$ — расход энергии на преодоление полезного сопротивления (идеальная работа), Дж; A_f — потери энергии на трение, сопутствующие преодолению полезного сопротивления, Дж; $A_{\text{н упр}}$ — невозвратные затраты энергии на упругую деформацию деталей пресса, Дж; $A_{f \text{ упр}}$ — потери энергии на трение, связанные с упругим деформированием пресса, Дж; $A_{f \text{ п}}$ — потери энергии на трение, связанные с работой подушки, Дж; $A_{\text{п}}$ — работа пневматической или гидропневматической подушки, Дж.

Обычно при проектировании прессов расчетом определяют составляющие $A_{\text{ти}}$, $A_{\text{н упр}}$ и $A_{\text{п}}$, а затем и общую величину A_p с учетом КПД передач и КПД технологической операции. Фактически формула (3.8) для практических целей приводится к виду, соответствующему первому члену формулы (3.6). Основой расчета $A_{\text{ти}}$ является так называемый график рабочих нагрузок, определяющий в аналитической или графической форме зависимость величины усилия сопротивления деформации для данной технологической типовой операции от перемещения деформирующей поверхности штампа. Очевидно, что площадь такого графика будет определять в масштабе работу $A_{\text{ти}}$. Размеры поковок и заготовок для технологического типового графика должны выбираться так, чтобы они определяли и средний по энергоемкости график технологической операции.

Типовые графики нагрузок прессов

Поскольку при расчете пресса используют лишь определенные параметры графика (общую площадь, величину и расположение максимума усилия), то в точном определении формы графика нет необходимости. Поэтому для расчета прессов используют так называемые типовые расчетные графики рабочих нагрузок, вычерчиваемые в виде отрезков прямых.

Графики строят в относительных координатах: по оси абсцисс откладывают пути S , отнесенные к величине номи-

нального хода ползуна пресса $S_{\text{рп}}$, а по оси ординат — текущие значения усилий F , отнесенные к номинальному усилию рассчитываемого пресса $F_{\text{н}}$. Поскольку эти графики строят без учета упругости деталей пресса, то они универсальны для применения к различным типоразмерам машин.

Характер изменения графиков для большинства операций показан на рисунке 3.6 (для листовой штамповки) и рисунке 3.7 (для объемной штамповки).

Для универсальных листоштамповочных прессов в связи с большим разнообразием технологических операций, для которых они используются, практикуется выбор мощ-

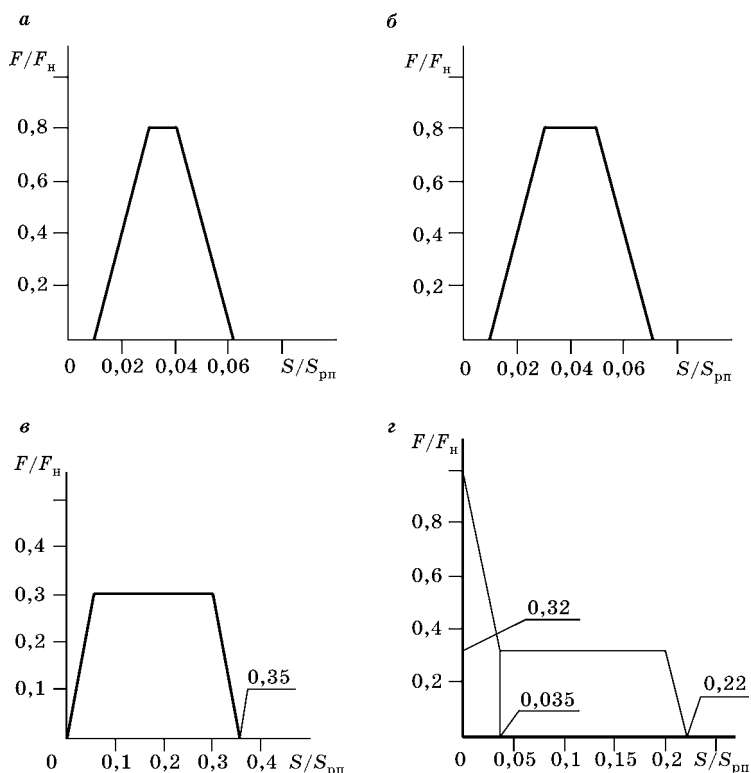


Рис. 3.6

Типовые графики для листовой штамповки:

a — вырубка; *б* — вырубка при увеличенном ходе; *в* — вытяжка; *г* — гибка.

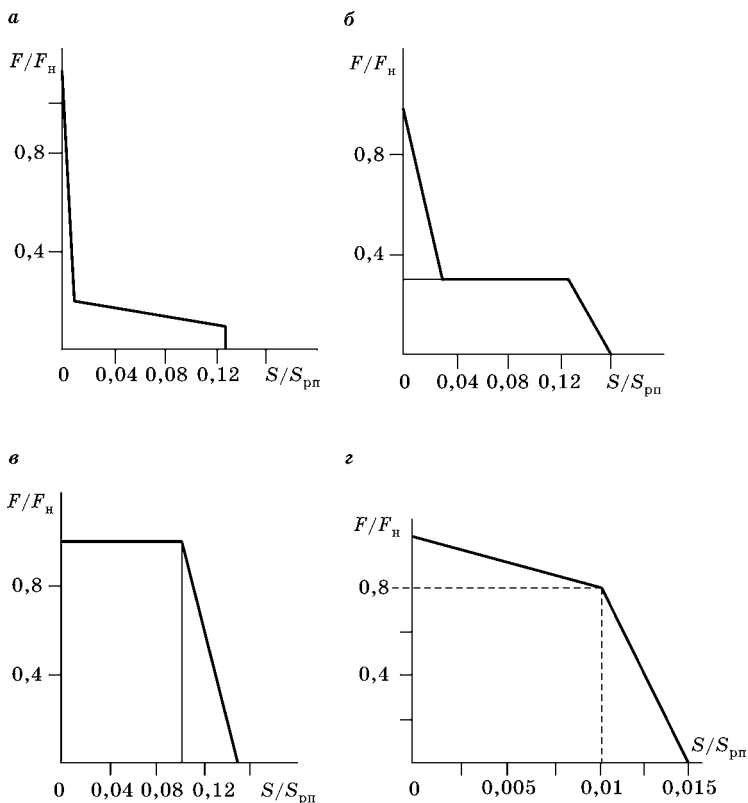


Рис. 3.7

Типовые графики для объемной штамповки:

a — горячая штамповка; *б* — горячее выдавливание; *в* — холодное выдавливание; *з* — холодная калибровка-чеканка.

ности по заданному номинальному усилию прессы и ходу ползуна (по имеющимся таблицам параметров прессов).

Для машин, работающих в автоматическом цикле, берут график технологической операции применительно к самой тяжелой по энергоемкости заготовке для данного типоразмера машины. Поскольку пресс под нагрузкой деформируется, причем зависимость деформации прессы от усилия принимается линейной и характеризуется коэффициентом жесткости C , то всякому повышению усилия на графике рабочих нагрузок от 0 до F_{\max} (при расчете до

номинального усилия F_H) будет соответствовать деформация F_{\max}/C . На этом участке графика ползун должен иметь перемещение, увеличенное на F_{\max}/C относительно перемещения на исходном графике рабочих нагрузок. Соответственно на участке падения часть перемещения ползуна будет осуществляться за счет снятия упругих деформаций, и этот участок графика будет иметь уменьшенную базу по оси абсцисс на величину F_{\max}/C .

Приведенные графики типовых нагрузок можно использовать при выполнении учебного расчета. Если в процессе расчета понадобится график другого технологического процесса, то его можно найти в [23].

Расход энергии на включение муфты

При работе пресса в режиме одиночных ходов необходимо определять расходы энергии на включение муфты 9 (рис. 3.2). Для обычных фрикционных муфт работа включения складывается из работы разгона ведомой части привода и работы буксования дисков муфты при включении.

Работа включения муфты:

$$A_M = (1,1 \dots 1,3) \cdot J_B \cdot \omega_{\text{мф}}^2, \quad (3.9)$$

где J_B — момент инерции ведомой части привода, приведенный к валу муфты, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $\omega_{\text{мф}}$ — угловая скорость вала муфты, с^{-1} . Коэффициент $(1,1 \dots 1,3)$ в формуле (3.9) определяет сопротивление вращению ведомой части.

Работу включения муфты можно подсчитать по упрощенной формуле

$$A_M = 0,1 F_H \cdot S_{\text{рп}}, \quad (3.10)$$

где F_H — номинальное усилие прессования, Н; $S_{\text{рп}}$ — номинальный ход прессования, м.

Расход энергии за время холостого хода:

$$A_{\text{хх}} = A'_x + A_{\text{хм}} + A_B, \quad (3.11)$$

где A'_x — работа холостого хода за один оборот кривошипа при автоматической работе машины, приведенная к валу электродвигателя, Дж; $A_{\text{хм}}$ — работа холостого хода вращения маховика при отключенной муфте, приведенная к валу электродвигателя, Дж; A_B — работа вспомога-

ных механизмов (например, подач), приводимых от главного двигателя за один оборот кривошипа при автоматической работе машины, Дж.

Приближенно можно определить работу холостого хода A'_x по средней мощности P_{xa} , Вт, на валу электродвигателя в режиме автоматических ходов пресса без нагрузки:

$$A'_x = P_{xa} \cdot t_{ц}, \quad (3.12)$$

где $t_{ц}$ — время цикла, с.

При этом надо учитывать и мощность холостого вращения двигателя. Работа A_{xm} учитывается только при работе пресса в режиме одиночных ходов при наличии паузы между ходами ползуна:

$$A_{xm} = f_m \cdot r_m \cdot G_m \cdot \frac{370 t_{п}}{n_m \cdot \eta_{кп}}, \quad (3.13)$$

где f_m — коэффициент трения в подшипнике маховика; r_m — радиус опоры подшипника маховика, м; G_m — вес маховика, Н; $t_{п}$ — время паузы, с; n_m — частота вращения маховика, мин^{-1} .

Работу устройства подачи A_b , Дж, определяют по эмпирической формуле

$$A_b = B \cdot F_n^{3/2}, \quad (3.14)$$

где B — коэффициент, выбираемый по таблице 3.4; F_n — номинальное усилие, МН.

Таблица 3.4

Значение коэффициента B

Подача	Скорость подачи материала, м/с			
	до 3	5	10	15
Валковая или грейферная	1000	3200	4000	6300
Револьверная	630	2000	2500	4000

Для однокривошипных прессов:

1) простого действия открытых — $F_n = 0,025 \dots 2,5$ МН;

2) простого действия закрытых — $F_n = 1 \dots 1,6$ МН;

3) двойного действия — $F_n = 0,63 \dots 6,3$ МН.

Работа холостого хода характеризует качество изготовления пресса. Для каждого типоразмера пресса

существует своя нормативная работа холостого хода, отвечающая удовлетворительному качеству его изготовления.

Ориентировочные величины $A_{\text{ти}}$, A'_x , A_m , C для различных типов прессов приведены в таблице 3.5.

Работа всех кривошипных КШМ характеризуется рез-

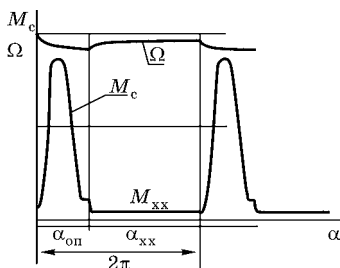


Рис. 3.8

Зависимость момента нагрузки от угла поворота кривошипного вала

ким периодическим изменением момента M_c сил сопротивления в зависимости от угла поворота α кривошипного вала. В пределах угла операции $\alpha_{\text{оп}}$ (рис. 3.8) момент достигает весьма больших значений, так как в это время машина деформирует материал заготовки.

Угол $\alpha_{\text{оп}}$, в пределах которого осуществляется операция, так называемый рабочий угол, у большинства КШМ составляет 5...10% полного оборота кривошипного вала. После окончания рабочей операции момент M_c резко уменьшается до величины $M_{\text{хх}}$, обусловленной лишь силами трения при холостом ходе машины.

При применении маховика с моментом инерции J_m наибольшая нагрузка двигателя уменьшается. Во время деформации заготовки вращение маховика замедляется, и он начинает развивать момент, имеющий тот же знак, что и мо-

Ориентировочные величины

Тип пресса	Диапазон номинальных усилий	$A_{\text{ти}}^*$	$\eta_{\text{то}}$	
		$F_n \cdot S_{\text{рп}}$		
Однокривошипные открытые	25...2500	0,1...0,01	0,9...0,7	
Однокривошипные закрытые	1000...16 000	0,2...0,05	0,8...0,6	
Двухкривошипные закрытые	1000...31 000	0,2...0,05	0,8...0,6	
Четырехкривошипные закрытые	4000...20 000	0,2...0,05	0,8...0,6	

* Большие значения для меньшего хода и меньшего усилия.

мент ЭД. Таким образом, наибольший момент нагрузки преодолевается суммой моментов двигателя и маховика.

В пределах угла холостого хода α_{xx} нагрузка $M_c = M_{xx}$ мала, маховик разгоняется, и энергия, отданная им за время операции, восстанавливается. Изменение угловой скорости Ω маховика в зависимости от угла поворота кривошипного вала показано на рисунке 3.8. Вследствие малого отношения $\alpha_{оп}/2\pi$ характер изменения момента в пределах угла операции $\alpha_{оп}$ существенного значения не имеет. Поэтому график, показанный на рисунке 3.8, часто заменяют более простым графиком, представленным на рисунке 3.9.

Здесь $M_{оп} = A_{оп}/\alpha_{оп}$ — средний момент операции с учетом потерь; $M_{xx} = A_{xx}/\alpha_{xx}$ — средний момент холостого хода, равный отношению энергии холостого хода к углу α_{xx} , на котором он осуществляется.

При идеальном маховике с моментом инерции $J = \infty$ нагрузка на валу двигателя была бы выровнена полностью, и двигатель работал бы со средним моментом

$$M_{ср} = \frac{M_{оп} \cdot \alpha_{оп} + M_{xx} \cdot \alpha_{xx}}{2\pi}. \quad (3.15)$$

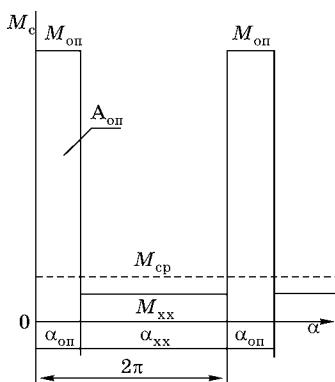


Рис. 3.9
Упрощенный график нагрузки КППМ

Таблица 3.5

$A_{тн}, A'_x, A_m, C$

$C^{**}, \text{МН/м}$	$(A'_E)^*$	A_m^*	P^*
	$F_n \cdot S_{рп}$	$F_n \cdot S_{рп}$	
200...800	0,1...0,01	0,1	0,3...0,1
500...2400	0,08...0,02	0,1...0,02	0,8...0,4
700...4000	0,06...0,02	0,06...0,02	0,6...0,2
700...4000	0,06...0,02	0,06...0,02	0,6...0,2

** Большие значения для больших номинальных усилий. Промежуточные значения следует находить интерполяцией.

Двигатель можно было бы выбрать на номинальный момент $M_n = M_{cp}$. В реальных условиях при обычно применяемых маховиках нагрузка на валу ЭД полностью не выравнивается. В этом случае следовало бы строить график зависимости момента на валу ЭД от времени и определять наибольшее и среднее квадратичное значения момента электродвигателя.

При ориентировочных расчетах номинальный момент электродвигателя обычно выбирают по формуле

$$M_n = K_{зап} \cdot M_{cp}, \quad (3.16)$$

где $K_{зап}$ — коэффициент запаса, учитывающий неточности расчета и выбираемый на основании опыта в пределах 1,2...1,5.

Номинальная мощность электродвигателя при этом, полагая, что $M_{cp} = M_n$, равна $P_n = K_{зап} \cdot P_{cp}$.

3.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГИИ ПРИ ГРАФИЧЕСКОМ ЗАДАНИИ НАГРУЗКИ ОТ ХОДА ПОЛЗУНА ПРЕССА $F(S)$

Рассмотрим последовательность действий при графическом задании нагрузки от хода ползуна пресса $F(S)$. В этом случае график технологической нагрузки разбива-

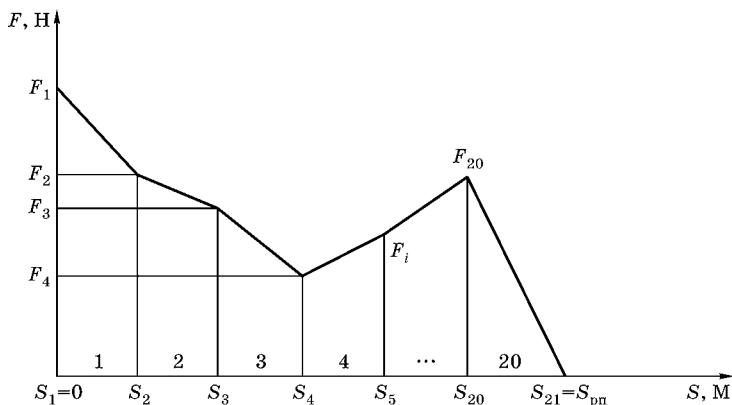


Рис. 3.10
Разбиение графика нагрузки на участки

ется на отдельные участки (рис. 3.10), на которых изменение нагрузки можно представить по линейному закону (линейно-кусочная аппроксимация).

Ввиду того, что зависимость хода ползуна от угла поворота нелинейная, то желательно, чтобы величина участка была не более 5% от номинального хода пресса. Для упрощения расчета количество участков принимаем равным двадцати.

Численные данные, полученные согласно графику, изображенному на рисунке 3.10, заносим в таблицу 3.6.

Для каждого значения S_i определяем вспомогательную величину m_i :

Таблица 3.6

Численные данные,
полученные по графику
нагрузки

i	$S_i, \text{м}$	$F_i, \text{Н}$
1	S_1	F_1
2	S_2	F_2
...
n	S_n	F_n
$n+1$	$S_{n+1}=S_{\text{рп}}$	$F_{n+1}=0$

$$m_i = \sqrt{(1 + \varepsilon \cdot \lambda)^2 - k^2} - \varepsilon \cdot \frac{\lambda}{R} \cdot S_i, \quad (3.17)$$

где ε — безразмерный коэффициент, зависящий от вида нагрузки (при сжатии $\varepsilon = 1$, при растяжении $\varepsilon = -1$); k — коэффициент дезаксиала, в пределах от 0,14 до 0,85; λ — коэффициент шатуна; R — радиус кривошипа, м; S_i — текущий ход прессования, м.

Значения угла поворота кривошипа, соответствующие значениям хода ползуна, определяем по формуле

$$\alpha_i = \arcsin \frac{m_i^2 + \lambda^2 + k^2 - 1}{2\varepsilon \cdot \lambda \cdot \sqrt{k^2 + m_i^2}} - \arcsin \frac{m_i}{\sqrt{k^2 + m_i^2}} - \alpha_0, \quad (3.18)$$

где α_0 — установочный угол кривошипа в нижнюю мертвую точку (НМТ).

Угол между продольной осью шатуна и осью движения ползуна:

$$\beta_i = \arcsin[\lambda \cdot \sin(\alpha_0 + \alpha_i) - \varepsilon \cdot k]. \quad (3.19)$$

Значения плеча крутящего момента $m_{\text{кш}}$, м, на рабочем валу (РВ) в зависимости от угла поворота кривошипа:

$$m_{ki} = R \cdot \frac{\sin(\alpha_0 + \alpha_i + \varepsilon \cdot \beta_i)}{\cos \beta_i} + \frac{1}{2 \cos \beta_i} \cdot \left[\mu_A \cdot \left| 1 + \frac{\varepsilon \cdot \lambda \cdot \cos(\alpha_0 + \alpha_i)}{\cos \beta_i} \right| \cdot d_A + \right. \quad (3.20)$$

$$\left. + \mu_B \cdot \lambda \cdot \left| \frac{\cos(\alpha_0 + \alpha_i)}{\cos \beta_i} \right| \cdot d_B + \mu_O \cdot d_O \right],$$

где d_A — диаметр кривошипной шейки PB , м; d_B — диаметр ползушной головки шатуна, м; d_O — диаметр опорной шейки PB , м; μ_A , μ_B , μ_O — коэффициенты трения в шарнирах A , B , O соответственно.

Значения крутящего момента на рабочем валу M_{ki} , соответствующие значениям хода ползуна при $i=1, 2, 3, \dots, 20$, вычисляем по формуле

$$M_{ki} = F_i \cdot m_{ki}. \quad (3.21)$$

Полученные значения заносим в таблице 3.7.

Таблица 3.7

Результаты расчетов

i	S_i , м	F_i , Н	α_i , град.	m_{ki} , м	M_{ki} , Н·м
1	$S_1=0$	F_1	α_1	m_{k1}	M_{k1}
2	S_2	F_2	α_2	m_{k2}	M_{k2}
...
19	S_{19}	F_{19}	α_{19}	m_{k19}	M_{k19}
20	$S_{20}=S_{\text{рп}}$	F_{20}	$\alpha_{20}=\alpha_{\text{рп}}$	m_{k20}	M_{k20}

Далее из таблицы 3.7 выбираем наибольший крутящий момент, который принимаем за расчетный: $M_{\text{расч}} = M_{ki \text{ max}}$, Н·м.

Из таблицы 3.7 при $i=20$ находим значение рабочего угла поворота кривошипа (рабочего угла прессования) $\alpha_{\text{рп}}$.

Идеальную работу деформации заготовки $A_{\text{ти}}$, Дж, определяем по формуле

$$A_{\text{ти}} = \frac{1}{2} \cdot \sum_{m=1}^{20} (F_{m+1} + F_m) \cdot (S_{m+1} - S_m). \quad (3.22)$$

Данные для вычисления берем из таблицы 3.7.

3.7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГИИ ПРИ АНАЛИТИЧЕСКОЙ ФОРМЕ ЗАДАНИЯ НАГРУЗКИ ОТ ХОДА ПОЛЗУНА ПРЕССА $F(S)$

Рассмотрим последовательность действий при задании технологической нагрузки в виде функции $F(S)$ от хода ползуна. В этом случае во входные данные необходимо добавить шаг изменения ползуна ΔS в метрах.

Приведем функциональные зависимости нагрузки для некоторых технологических операций [26]:

1) для операции холодного прессования металлопокрошка $F(S)$ имеет вид

$$F(S) = F_n \cdot \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{S}{S_{\text{рп}}} \right)^2} \right]; \quad (3.23)$$

2) для операции холодной высадки $F(S)$ имеет вид

$$F(S) = F_n \cdot (1 - S/S_{\text{рп}})^4, \quad (3.24)$$

где F_n — номинальное значение усилия на ползуне, Н; S — текущее значение хода ползуна, м.

Значения F_i вычисляют по заданной аналитической зависимости $F(S)$ через шаг изменения хода ползуна ΔS , равный 5% от $S_{\text{рп}}$.

Далее составляется таблица, аналогичная таблице 3.7, для которой рассчитываются необходимые параметры через шаг изменения хода ползуна ΔS с использованием формул (3.17)–(3.21).

Как и в задаче с графическим заданием нагрузки, находят величины $M_{\text{расч}}$ и $\alpha_{\text{рп}}$.

Идеальную работу деформации заготовки $A_{\text{ти}}$ (или исходного материала) в общем случае находят интегрированием заданной аналитической зависимости:

$$A_{\text{ти}} = \int_0^{S_{\text{рп}}} F(S) dS. \quad (3.25)$$

Интегрируя, можно получить следующие соотношения:

1) для операции холодного прессования металлопокрошка —

$$A_{\text{ти}} = 100 \cdot (1 - \pi/4) \cdot F_{\text{н}} \cdot S_{\text{рп}}; \quad (3.26)$$

2) для операции холодной высадки —

$$A_{\text{ти}} = 20 F_{\text{н}} \cdot S_{\text{рп}}. \quad (3.27)$$

Перед началом расчета по нижеприведенным формулам необходимо задать режим работы пресса и коэффициент использования числа ходов.

Для расчета нужно ввести значение коэффициента использования числа ходов пресса p_x из интервала $0,3 \dots 0,1$, причем для меньшего значения $F_{\text{н}}$ берется большее значение p_x .

Работа холостого хода пресса, Дж:

$$A_{\text{хх}} = 0,004 \cdot \frac{M_{\text{р}}}{57,3} \cdot \left(\frac{360}{p_x} - \alpha_{\text{рп}} - \alpha_{\text{мр}} \right). \quad (3.28)$$

Для однокривошипных открытых прессов жесткость системы «пресс — штамп», МН/м, определяют по формуле

$$C_{\text{пш}} = \frac{600 F_{\text{н}} - 15000}{2475} + 200. \quad (3.29)$$

Работа упругой деформации деталей пресса и штампа:

$$A_{\text{упр}} = 5 F_{\text{н}}^2 / C_{\text{пш}}. \quad (3.30)$$

Работа включения муфты привода пресса равна

$$A_{\text{м}} = 0,1 F_{\text{н}} \cdot S_{\text{рп}}. \quad (3.31)$$

В результате выполнения расчета получают выходные данные, по которым выбирают электродвигатель.

3.8. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

Расход энергии за цикл при одиночном ходе пресса:

$$A_{\text{од}} = A'_x + A_{\text{хм}} + A_0. \quad (3.32)$$

Тот же расход при последовательных ходах пресса будет отличаться отсутствием затрат на включение муфты и уменьшенным расходом энергии на холостой ход:

$$A_{\text{посл}} = A_0 - \frac{A_{\text{м}}}{\eta_{\text{м}}} + A'_{\text{х}}. \quad (3.33)$$

В соответствии с этим определяется и КПД при работе прессы в режиме одиночного хода —

$$\eta_{\text{од}} = \frac{A_{\text{ти}}}{A_0 + A'_{\text{х}} + A_{\text{хм}}}, \quad (3.34)$$

и в режиме последовательных ходов —

$$\eta_{\text{посл}} = \frac{A_{\text{ти}}}{A_0 - \frac{A_{\text{м}}}{\eta_{\text{м}}} + A'_{\text{х}}}. \quad (3.35)$$

Величины этих КПД меняются в зависимости от типа выполняемой технологической операции, интенсивности эксплуатации прессы и не могут быть стабильными. Обычно КПД цикла колеблется в пределах от 30 до 70%.

Кроме того, определяют КПД рабочего хода во время выполнения технологической операции:

$$\eta_{\text{од}} = \frac{A_{\text{ти}}}{A_{\text{ти}} + A_f + A_{\text{упр}} + A_{f\text{упр}}}. \quad (3.36)$$

3.9. РАСЧЕТ МОМЕНТА ИНЕРЦИИ МАХОВИКА

Пиковое возрастание нагрузки приводит к необходимости применения в прессе маховика, часть энергии которого отдается при рабочем ходе и вновь пополняется на оставшейся части цикла. Для механизма, обладающего маховиком, на который действует циклический ударно изменяющийся статический момент, нагрузочная диаграмма электропривода будет отличаться от нагрузочной диаграммы механизма (рис. 3.11).

Это отличие связано с действием инерционных масс привода. Чтобы увеличился момент двигателя при приложении нагрузки, должна уменьшиться его угловая скорость, но ее мгновенному изменению препятствуют инерционные массы, поэтому момент двигателя будет отставать от момента нагрузки (рис. 3.11). Использование

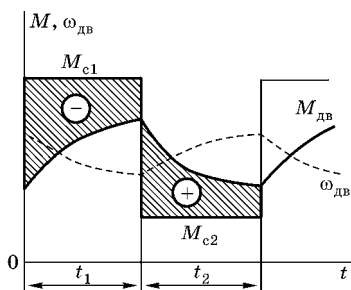


Рис. 3.11

Двухступенчатый график статического момента, диаграмма скорости двигателя и его нагрузочная диаграмма при циклическом ударном изменении статического момента

маховика при таком статическом моменте позволяет выровнять нагрузку двигателя, что в свою очередь уменьшит в нем переменные потери. Благодаря этому двигатель может быть выбран с меньшей номинальной мощностью и меньшим критическим моментом [9].

Момент инерции J привода, приведенный к валу маховика, можно найти по формуле

$$J = \frac{K_{\phi} \cdot A_0}{\omega_m^2 \cdot \delta}, \quad (3.37)$$

где K_{ϕ} — коэффициент избыточной работы — доля операции, выполняемой маховиком; A_0 — работа операции, Дж; ω_m — угловая скорость маховика, с^{-1} ; δ — коэффициент неравномерности вращения вала маховика.

Из условий нормальной работы оборудования значения коэффициента неравномерности вращения δ не должны превышать указанных в таблице 3.8.

Таблица 3.8

Значения коэффициента неравномерности вращения δ

Тип машины	Режим одиночных ходов	Режим автоматических ходов
Тихоходные тяжелые машины с числом ходов ползуна менее 20 в минуту (ГКМ и др.)	0,2...0,3	0,15
Кривошипно-коленные прессы, кривошипные горячештамповочные прессы	0,2...0,25	0,15
Автоматы для горячей объемной штамповки	—	0,15
Универсальные кривошипные прессы	0,12	0,1
Автоматы для холодной объемной штамповки	—	0,1
Листоштамповочные автоматы	—	0,15

Необходимо отметить, что согласно формуле (3.37) определяется общий момент инерции привода. В большинстве типов машин с муфтой в маховике доля маховика в суммарном моменте инерции привода составляет 97...99%. Лишь в горячештамповочных прессах момент инерции деталей привода достигает 25...35%, а в горизонтально-ковочных машинах (ГКМ) — 10...15%. Это следует иметь в виду при определении момента инерции маховика.

Выбранное значение δ проверяется из условий допустимого нагрева двигателя по формуле

$$\delta = 2\varepsilon \cdot K_{\text{зап}} \cdot (s_{\text{н}} + s_{\text{р}}), \quad (3.38)$$

где ε — коэффициент, выбираемый по рисунку 3.12 в зависимости от $K_{\text{зап}}$, $s_{\text{н}}$ и A'_x / A_0 ; $K_{\text{зап}}$ — коэффициент за-

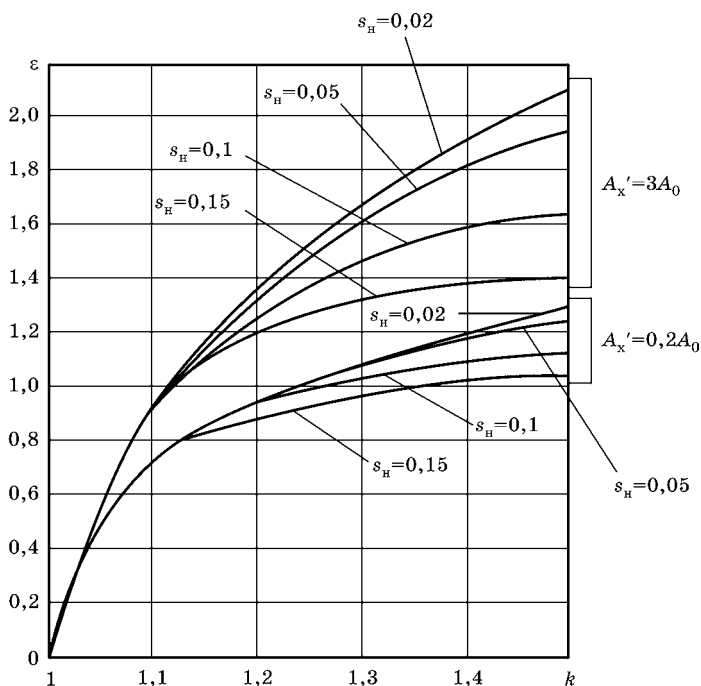


Рис. 3.12
График для определения ε

паса мощности; s_n — номинальное скольжение двигателя; s_p — скольжение в клиноременной передаче: $s_p = 0,02$ при $\alpha_p > 40^\circ$; $s_p = 0,04$ при $\alpha_p < 40^\circ$.

Коэффициент K_ϕ определяют из условий допустимого нагрева двигателя по формуле

$$K_\phi = 1 - \frac{\alpha_p \cdot P}{2\pi} \cdot K_{\text{зап}}^2 \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{K_{\text{зап}}^2 - 1}{K_{\text{зап}}^2} \cdot \frac{A_x}{A_0} \right), \quad (3.39)$$

где α_p — угол технологической операции с учетом деформации машины.

Угловую скорость маховика ω_m рассчитывают по формуле

$$\omega_m = \pi \cdot n_m / 30, \quad (3.40)$$

где n_m — частота вращения маховика, мин^{-1} .

3.10. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ РАСЧЕТ МОЩНОСТИ КШМ

Ввиду сложности и трудоемкости расчетов определение мощности кузнечно-штамповочных машин целесообразно вести с применением прикладного программного обеспечения (ПО). В качестве примера на рисунке 3.13 приведена схема алгоритма главного модуля программы Press, реализующей ввод данных и расчет для вариантов аналитического и графического задания нагрузок.

Структура главного модуля программы представляет собой совокупность обращений к процедурам программы и описания логических связей между ними.

Входные данные вводятся в процессе диалога путем ввода соответствующих значений в строках ввода. Следовательно, какой-либо предварительной подготовки входных данных не требуется.

Выдача на экран справочных сведений по вводимым величинам облегчает пользование ПО, позволяет сократить время, необходимое для ввода исходных данных, и сводит к минимуму вероятность ошибки ввода.

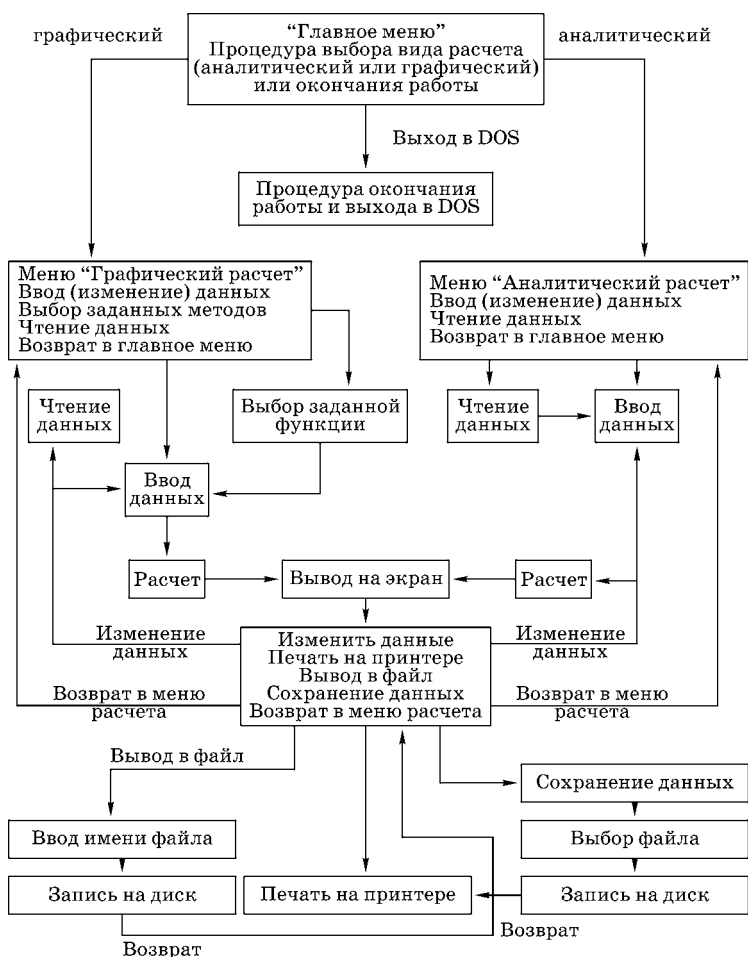


Рис. 3.13
Схема алгоритма программы Press

Ввиду наличия двух способов расчета — аналитического и графического — ввод всех исходных данных целесообразно реализовать с помощью двух подпрограмм. Первая подпрограмма соответствует аналитическому, вторая — графическому вводу исходных данных. Они имеют практически одинаковые блок-схемы ввода данных и расчета. Отличие первой подпрограммы заключа-

ется в присутствии дополнительных параметров F_n и S_{rp} в процедуре «Ввод исходных данных», а второй — в дополнительном блоке «Ввод данных аппроксимации графика нагрузки» (рис. 3.14) и добавлении параметра δ в блоке «Ввод дополнительных данных».

После ввода исходных данных запускается процедура «Проверка допустимости введенных значений». Ука-

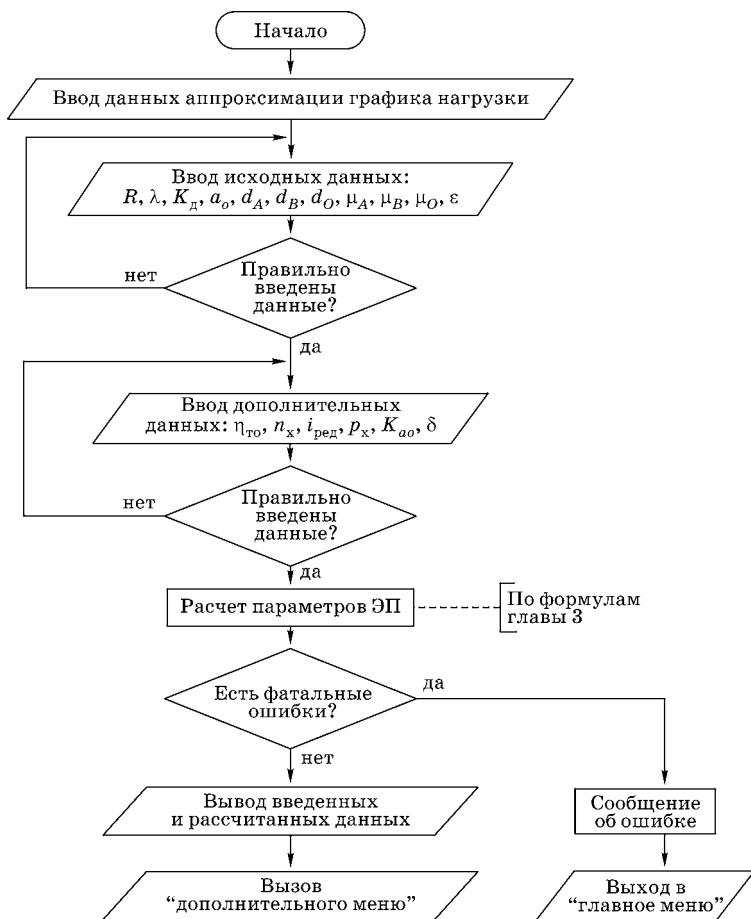


Рис. 3.14

Блок-схема алгоритма ввода данных и расчета для случая графического задания нагрузки

занная процедура проверяет правильность введенных величин. После того как все введенные величины из диалогового окна прочитаны, запускается цикл. В случае некорректности какой-либо величины цикл прекращается, появляется окно с сообщением о том, какая именно величина неправильная, и появляется окно ввода данных с предложением изменить эту величину. После окончания ввода данных начинается расчет по вышеприведенной методике. По окончании расчета на экран выводятся исходные данные и результаты расчета.

После просмотра данных можно вызвать на экран «Дополнительное меню», предоставляющее возможность вывода данных в файл (или на принтер), сохранения данных на диске или возврата в соответствующее меню для изменения данных.

Если во время расчета возникает фатальная ошибка (деление на ноль, вычисление квадратного корня из отрицательного числа, нахождение \arcsin или \arccos от аргумента больше единицы), то процедура выполнения расчета прекращается с выдачей на экран соответствующего сообщения и вызывается «Главное меню» программы.

Список входных величин приведен в таблице 3.9.

Таблица 3.9

Список входных величин

Наименование входной величины	Ед. изм.	Обозначение
Номинальное усилие пресса	Н	F_n
Рабочий ход прессования	м	S_{rp}
Радиус кривошипа	м	R
Коэффициент шатуна	—	λ
Коэффициент дезаксиала	—	K_d
Установочный угол кривошипа в нижнюю мертвую точку (НМТ)	град.	α_0
Диаметр кривошипной шейки PB	м	d_A
Диаметр ползушной головки шатуна	м	d_B
Диаметр опорной шейки PB	м	d_O
Шаг приращения хода прессования	м	ΔS_{rp}
Коэффициент трения в шарнире A	—	μ_A
Коэффициент трения в шарнире B	—	μ_B

Продолжение табл. 3.9

Наименование входной величины	Ед. изм.	Обозначение
Коэффициент трения в шарнире O	—	μ_O
КПД технологической операции	—	$\eta_{то}$
Частота непрерывных ходов пресса	мин^{-1}	n_x
Вид нагрузки на шатун: сжатие $\varepsilon = +1$, растяжение $\varepsilon = -1$	—	ε
Передаточное отношение редуктора	—	$i_{ред}$
Коэффициент использования числа ходов пресса	—	p_x
Коэффициент, указывающий на режим работы пресса: $K_{ao} = 0$ — автоматический, $K_{ao} = 1$ — режим одиночных ходов	—	K_{ao}
Коэффициент запаса мощности	—	$K_{зап}$
Коэффициент неравномерности вращения	—	δ

Пример расчета

Исходные данные для аналитического расчета приведены в таблице 3.10. После ввода указанных данных и обработки их программой результаты расчета сведены в таблице 3.11.

Таблица 3.10

Исходные данные для аналитического расчета

Наименование входной величины	Ед. изм.	Значение
Номинальное усилие пресса	Н	100 000
Рабочий ход прессования	м	0,5
Радиус кривошипа	м	1,0
Коэффициент шатуна	—	1
Коэффициент дезаксиала	—	0,2
Установочный угол кривошипа в нижнюю мертвую точку (НМТ)	град.	10
Диаметр кривошипной шейки PB	м	0,05
Диаметр ползушной головки шатуна	м	0,05
Диаметр опорной шейки PB	м	0,05
Шаг приращения хода прессования	м	0,0025
Технологическая операция	—	Холодная высадка
Вид нагрузки на шатун	—	Сжатие
Коэффициент трения в шарнире A	—	0,10
Коэффициент трения в шарнире B	—	0,10
Коэффициент трения в шарнире O	—	0,10

Продолжение табл. 3.10

Наименование входной величины	Ед. изм.	Значение
КПД технологической операции	—	0,8
Номинальное число ходов пресса	мин ⁻¹	80
Передаточное отношение редуктора		3
Коэффициент использования числа ходов пресса	—	0,3
Коэффициент запаса мощности	—	1,15
Коэффициент неравномерности вращения	—	0,2

Таблица 3.11

Результаты аналитического расчета

i	S_i , м	m_i	F_i , Н	α , град.	β , град.	m_{ki} , м	M_{ki} , Н·м
1	0	1,990	100 000	4,3	2,7	0,301	3015,51
2	0,0025	1,987	81 450,6	7,1	5,4	0,395	32 135,60
3	0,0050	1,985	65 610	8,3	6,5	0,432	28 370,14
4	0,0075	1,982	52 200,6	9,2	7,4	0,451	24 070,94
5	0,0100	1,980	40 960	9,9	8,1	0,485	19 869,76
6	0,0125	1,977	31 640,6	10,6	8,8	0,506	16 011,65
7	0,0150	1,975	24 010	11,2	9,3	0,525	12 601,33
8	0,0175	1,972	17 850,6	11,8	9,8	0,542	9674,86
9	0,0200	1,970	12 960	12,3	10,3	0,558	7229,70
10	0,0225	1,967	9150,6	12,8	10,8	0,573	5240,05
11	0,0250	1,965	6250	13,2	11,2	0,587	3665,95
12	0,0275	1,962	4100,6	13,7	11,6	0,600	2459,14
13	0,0300	1,960	2560	14,1	12,0	0,612	1567,20
14	0,0325	1,957	1500,6	14,5	12,4	0,624	937,54
15	0,0350	1,955	810	14,9	12,7	0,635	514,75
16	0,0375	1,952	390,6	15,2	13,1	0,646	252,51
17	0,0400	1,950	160	15,6	13,4	0,657	104,11
18	0,0425	1,947	50,6	15,9	13,7	0,667	33,77
19	0,0450	1,945	10	16,3	14,0	0,677	6,77
20	0,0475	1,942	0,6	16,6	14,3	0,686	0,43
21	0,0500	1,940	0	16,9	14,6	0,696	0,00

По данным таблиц 3.10 и 3.11 было получено:

- расчетное значение $M_{\text{рас}} = 32\,135,60 \text{ Н·м}$;
- рабочий угол прессования $16,9^\circ$;
- идеальная работа технологической операции при холостной высадке $A_{\text{т}} = 10\,000 \text{ Дж}$;

- работа холостого хода $A_{\text{хх}} = 128,24$ Дж;
- жесткость системы «пресс — штамп»
 $C_{\text{пш}} = 218,18$ МН/м;
- работа $A_0 = 13\,342,01$ Дж;
- работа включения муфты $A_{\text{м}} = 500,00$ Дж;
- средняя мощность $P_{\text{ср}} = 10,27$ кВт;
- необходимая мощность $P_{\text{необх}} = 11,06$ кВт;
- необходимая частота вращения двигателя при заданном $i_{\text{ред}}$ — $n_{\text{необх}} = 960$ мин⁻¹;
- коэффициент избыточной работы $K_{\text{ф}} = 0,07$;
- момент инерции привода, приведенный к валу маховика, $J_{\text{пр}} = 44,32$ кг·м²;
- момент инерции маховика $J_{\text{м}} = 42,99$ кг·м².

Аналогичные расчеты были выполнены при графическом задании нагрузки, они также дали приемлемые результаты.

4

ЭЛЕКТРОПРИВОД НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Насосы являются одним из наиболее распространенных видов машин с разнообразным конструктивным исполнением. Насосы представляют собой гидравлические машины, предназначенные для перемещения жидкости под напором. Таким образом, поток жидкости на выходе из насоса обладает большей энергией, чем на входе в него.

Преобразуя механическую энергию приводного двигателя в механическую энергию движущейся жидкости, насосы поднимают ее на определенную высоту, подают на необходимое расстояние в горизонтальной плоскости или заставляют циркулировать в какой-либо замкнутой системе [27].

Выполняя одну или несколько указанных функций, насосы входят в состав основного оборудования насосных станций или установок.

История возникновения и развития насосов показывает, что первоначально они предназначались исключительно для подъема воды. Однако в настоящее время область их применения настолько широка и разнообразна, что определение насоса как машины для перекачивания воды было бы односторонним. Помимо водоснабжения и канализации городов, промышленных предприятий и электростанций насосы применяются для орошения и осушения земель, гидроаккумулирования энергии, транспортирования материалов. Существуют питательные насосы котельных установок тепловых электростанций, судовые насосы, насосы для нефтяной, химической, бумажной, пищевой и других отраслей промышленности.

4.1. КЛАССИФИКАЦИЯ НАСОСОВ

В зависимости от принципа действия все существующие насосы могут быть разделены на два вида: динамические и объемные (рис. 4.1).

В динамических насосах жидкость движется под силовым воздействием в камере постоянного объема, сообщаемой с подводящими и отводящими устройствами. В зависимости от вида силового воздействия на жидкость динамические насосы, в свою очередь, делятся на лопастные и насосы трения.

Объемные насосы работают по принципу вытеснения жидкости из камеры за счет уменьшения ее объема. Периодическое изменение объема камеры происходит за счет возвратно-поступательного или вращательного движения рабочего органа насоса. Попеременное заполнение камеры перекачиваемой жидкостью и ее опорожнение обеспечиваются клапанными устройствами входного и выходного патрубков насоса.

Классификация насосов по конструктивному исполнению приведена в таблице 4.1 [27].



Рис. 4.1
Классификация насосов

Таблица 4.1

Классификация насосов по конструктивному исполнению

Название насоса	Конструктивное исполнение и особенности
Горизонтальный	Ось вращения рабочих органов, например рабочих колес, расположена горизонтально вне зависимости от расположения оси привода или передачи
Вертикальный	Ось вращения рабочих органов расположена вертикально
Консольный	Рабочие органы расположены на консольной части вала
Моноблочный	Рабочие органы расположены на валу двигателя
С выносными опорами	Подшипниковые опоры изолированы от перекачиваемой среды
С внутренними опорами	Подшипниковые опоры соприкасаются с перекачиваемой жидкостью
С осевым входом	Жидкость подводится в направлении оси рабочих органов
С боковым входом	Жидкость подводится в направлении, перпендикулярном оси рабочих органов
Двустороннего входа	Жидкость подводится к рабочим органам с двух противоположных сторон
Одноступенчатый	Жидкость подается одним комплектом рабочих органов
Многоступенчатый	Жидкость подается двумя и более последовательно соединенными комплектами рабочих органов
Секционный	Многоступенчатый насос с торцевым разъемом каждой ступени
С торцевым разъемом	С разъемом корпуса в плоскости, перпендикулярной оси рабочих органов
С осевым разъемом	С разъемом в плоскости оси рабочих органов
Футерованный	Проточная часть футерована (облицована) материалом, стойким к воздействию подаваемой жидкости
Погружной	Устанавливается под уровнем подаваемой жидкости
Полупогружной	Насосный агрегат с погружным насосом, двигатель которого расположен над поверхностью жидкости
Самовсасывающий	Обеспечивает заполнение подводящего трубопровода жидкостью непосредственно без использования дополнительных устройств
Регулируемый	Обеспечивает в заданных пределах изменение подачи и напора
Герметичный	Полностью исключен контакт подаваемой жидкости с окружающей атмосферой

Классификация насосов по отраслевому применению приведена в таблице 4.2.

Таблица 4.2

Классификация насосов по отраслевому применению

Группа	Общее назначение	Непосредственное назначение или конструктивные особенности	Марка
1	Общего назначения для пресной воды и других некоррозирующих черные металлы жидкостей	Центробежные консольные	К
		Консольные моноблочные	КМ
		Центробежные двухстороннего входа	Д
		Центробежные вертикальные нерегулируемые	В
		Центробежные вертикальные регулируемые	ВР
		Центробежные диагональные нерегулируемые	ДВ
		Центробежные диагональные регулируемые	ДПВ
		Осевые вертикальные нерегулируемые	ОВ
		Осевые вертикальные регулируемые	ОПВ
		Осевые горизонтальные регулируемые	ОПГ
		Осевые моноблочные	ОПВ, ОМПВ
		Вихревые	ВК, ВКС, ВКО
		Центробежно-вихревые	ЦВК, ЦВКС
		Многоступенчатые	ЦНС, МС
2	Скважинные	Скважинные с погружным электродвигателем	ЭЦВ
		Скважинные с электродвигателем над скважиной	НА, УЦТВ
3	Для энергосистем	Питательные	ПЭ, ПТ, ПТН
		Конденсаторные	КС, КсД
		Сетевые	СЭ
4	Для сточных жидкостей (фекальные)	Горизонтальные	СМ, СДС
		Вертикальные	СДВ

Продолжение табл. 4.2

Группа	Общее назначение	Непосредственное назначение или конструктивные особенности	Марка
5	Для абразивных гидросмесей	Грунтовые горизонтальные	Гр (ГрВ)
		Грунтовые горизонтальные с увеличенным проходным сечением	ГрУ
		Грунтовые	ГрТ
		Песковые горизонтальные с осевым подводом	П (Пс)
		Песковые вертикальные	ПРВП, ПКВП
6	Для волокнистых масс	Центробежные для бумажной массы	БМ
7	Для химических производств	Центробежные консольные для жидкостей с объемной концентрацией твердых включений не более 0,1%	Х (ХМ), ХО
		То же, для жидкостей с объемной концентрацией твердых включений не более 1,5%	АХ
		Центробежные герметичные горизонтальные и вертикальные	ЦГ, ЦГВ
		Осевые горизонтальные нерегулируемые	ОХГ
		Осевые горизонтальные нерегулируемые, встроенные	ОХ
8	Опускные	Моноблочные для загрязненных вод	ГНОМ, ЦМК
9	Дозировочные	Плунжерные	НД
		Поршневые	НДР
		Сильфонные	НД-Э

Несмотря на большие различия в принципе действия, конструкции насосов всех типов, включая насосы, применяемые в системах водоснабжения и канализации, должны удовлетворять требованиям, к числу которых в первую очередь относятся:

- 1) надежность и долговечность работы;
- 2) экономичность и удобство эксплуатации;
- 3) изменение рабочих параметров в широких пределах при условии сохранения высокого КПД;
- 4) минимальные размеры и масса;
- 5) простота устройства, заключающаяся в минимальном числе деталей и полной их взаимозаменяемости;
- 6) удобство монтажа и демонтажа.

4.2. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСОВ

Принцип действия лопастных насосов

Работа лопастных насосов основана на общем принципе — силовом взаимодействии лопастей рабочего колеса с обтекающим их потоком перекачиваемой жидкости. Однако механизм этого взаимодействия у насосов данного типа различен, что приводит к существенным различиям в их конструкциях и эксплуатационных показателях.

Центробежные насосы. Основным рабочим органом центробежного насоса является свободно вращающееся внутри корпуса колесо, насаженное на вал. Рабочее колесо состоит из двух дисков (переднего и заднего), отстоящих на некотором расстоянии друг от друга. Между дисками, соединяя их в единую конструкцию, находятся лопасти, плавно изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Внутренние поверхности дисков и поверхности лопастей образуют так называемые межлопастные каналы колеса, которые при работе насоса заполнены перекачиваемой жидкостью.

По компоновке насосного агрегата (расположению вала) различают насосы горизонтальные и вертикальные.

По способу соединения с двигателем центробежные насосы разделяются на приводные (со шкивом или редуктором), соединяемые непосредственно с двигателями с помощью муфты, и моноблочные, рабочее колесо которых устанавливается на удлинённом конце вала электродвигателя.

По роду перекачиваемой жидкости насосы бывают водопроводные, канализационные, теплофикационные (для горячей воды), кислотные, грунтовые и др.

Осевые насосы. Рабочее колесо осевого насоса состоит из несколько лопастей, представляющих собой удобообтекаемое изогнутое крыло с закругленной передней, набегающей на поток кромкой.

Рабочее колесо насоса вращается в трубчатой камере, заполненной перекачиваемой жидкостью. При динамическом воздействии лопасти на жидкость за счет изменения

скорости течения давление над лопастью повышается, а под ней понижается. Благодаря образующейся при этом подъемной силе основная масса жидкости в пределах колеса движется в осевом направлении, что и определило название насоса.

Двигаясь поступательно, перекачиваемая жидкость одновременно несколько закручивается рабочим колесом. Для устранения вращательного движения жидкости служит выправляющий аппарат, через который она проходит перед выходом в коленчатый отвод, соединяемый с напорным трубопроводом. Жидкость подводится к рабочим колесам небольших осевых насосов с помощью конических патрубков. У крупных насосов для этой цели служат камеры и всасывающие трубы относительно сложной формы.

Осевые насосы выпускаются двух модификаций: с жестко закрепленными на втулке лопастями рабочего колеса и с поворотными лопастями. Изменение в определенных пределах угла установки лопастей рабочего колеса позволяет поддерживать высокое значение коэффициента полезного действия (КПД) насоса в широком диапазоне изменения его рабочих параметров.

В качестве привода осевых насосов используются, как правило, электродвигатели синхронного и асинхронного типа, непосредственно соединяемые с насосом муфтой. Насосные агрегаты изготовляют с вертикальным, горизонтальным или наклонным валом.

Диагональные насосы. Поток жидкости, проходящий через рабочее колесо диагонального насоса, направлен не радиально, как у центробежных насосов, и не параллельно оси, как у осевых, а наклонно, как бы по диагонали прямоугольника, составленного радиальным и осевым направлениями. Наклонное направление потока создает основную конструктивную особенность диагональных насосов — перпендикулярное к меридиональному потоку и наклонное к оси насоса расположение лопастей рабочего колеса. Это обстоятельство позволяет использовать при создании напора совместное действие подъемной и центробежной сил.

Рабочие колеса диагональных насосов могут быть закрытого или открытого типа. В первом случае конструкция колеса приближается к конструкции колеса центробежного насоса, а во втором — осевого. Лопастей рабочих колес открытого типа у ряда насосов выполняются поворотными, что является их несомненным преимуществом.

Жидкость отводится от рабочего колеса диагонального насоса с помощью спиральной камеры, как у центробежных насосов, либо с помощью трубчатого колена, как у осевых.

По своим рабочим параметрам (подача, напор) диагональные насосы также занимают промежуточное положение между центробежными и осевыми.

Принцип действия насосов трения

Вихревые насосы. Рабочее колесо вихревого насоса представляет собой плоский диск с короткими радиальными прямолинейными лопатками, расположенными на периферии колеса. В корпусе имеется кольцевая полость, в которую и входят лопатки колеса. Внутренний уплотняющий выступ, плотно примыкая к наружным торцам и боковым поверхностям лопаток, разделяет всасывающий и напорный патрубки, соединенные с кольцевой полостью.

При вращении колеса жидкость увлекается лопатками и одновременно под воздействием центробежной силы закручивается. Таким образом, в кольцевой полости работающего насоса образуется своеобразное парное кольцевое вихревое движение, почему насос и называется вихревым. Отличительная особенность вихревого насоса заключается в том, что один и тот же объем жидкости, движущейся по винтовой траектории, на участке от входа в кольцевую полость до выхода из нее, многократно попадает в межлопастное пространство колеса, где каждый раз получает дополнительное приращение энергии, а следовательно, и напора. Благодаря этому напор вихревых насосов в 2...4 раза больше, чем у центробежных, при одном и том же диаметре колеса, т. е. при одной и той же угловой скорости. Это, в свою очередь, позволяет исполнять вихревые насосы значительно меньших размеров и массы по сравнению с центробежными.

Достоинством вихревых насосов является также и то, что они обладают самовсасывающей способностью, исключающей необходимость заливки корпуса и всасывающей линии насоса перекачиваемой жидкостью перед каждым пуском.

Недостатком вихревых насосов является сравнительно невысокий КПД (0,25...0,5) и быстрый износ их деталей при работе с жидкостями, содержащими взвешенные твердые частицы.

Струйные насосы. Действие струйных насосов основано на принципе передачи кинетической энергии от одного потока к другому, обладающему меньшей кинетической энергией. Создание напора у насосов этого типа происходит путем непосредственного смешения обоих потоков, без каких-либо промежуточных механизмов. В зависимости от назначения насоса рабочая и перекачиваемая среды (жидкость, пар, газ) могут быть одинаковыми или разными.

В водоструйном насосе вода под большим давлением по трубе, заканчивающейся соплом, подается в подводящую камеру. Вытекая из сопла с большой скоростью в виде струи, она увлекает за собой воду, заполняющую камеру смешения, давление в которой становится меньше атмосферного. Из камеры смешения общий поток направляется в диффузор, где за счет уменьшения скорости течения создается давление, необходимое для движения жидкости по напорному трубопроводу. Постоянное заполнение подводящей камеры перекачиваемой водой происходит из приемного резервуара по всасывающему трубопроводу.

Воздушные подъемники. Воздушный подъемник, или, как его еще называют, эрлифт, состоит из вертикальной трубы, погружаемой под уровень воды в скважине или в приемном резервуаре. Внутри трубы проходит воздуховод, по которому сжатый воздух подается компрессором и распыляется с помощью форсунки, находящейся на глубине ниже уровня воды в скважине. Плотность образующейся при этом воздушно-водяной смеси значительно меньше плотности воды, в результате чего смесь поднимается по трубе над уровнем воды в скважине на высоту H .

Что касается КПД воздушного подъемника, то даже в благоприятных условиях он не превышает 0,3...0,4, а с учетом потерь в компрессоре общий КПД установки составляет обычно 0,15...0,20. Таким образом, по энергетическим показателям это не очень эффективный способ подъема воды. В то же время устройство эрлифта чрезвычайно просто, у него нет подвижных частей, и поэтому не опасно попадание в него взвешенных частиц. Он достаточно удобен для подъема воды из скважин, особенно малого диаметра, в которые не входит ни один насос.

Шнековые насосы. Основным рабочим органом водоподъемников этого типа является шнек, представляющий собой вал с навитой на него спиралью. Как правило, шнек выполняют с трехзаходной спиралью, что обеспечивает подачу воды и равнопрочность шнека при любом угле поворота. Шнек, установленный наклонно, вращается в лотке, выполняемом обычно из бетона. Линейная скорость кромок шнека 2...5 м/с соответствует частоте вращения 20...100 мин⁻¹ в зависимости от диаметра шнека. Для получения такой частоты вращений приводной электродвигатель соединяют с валом шнека через редуктор или через клиноременную передачу.

Угол наклона шнека принимают 25...30°, что при обычной длине шнека 10...15 м обеспечивает высоту подъема 5...8 м. Чем больше подача подъемника, тем больше должно быть поперечное сечение шнека, а это увеличивает его жесткость. Поэтому при большой подаче можно принимать большую длину шнека, увеличивая тем самым высоту подъема. Поддачи шнековых насосов колеблются от 15 до 5000 л/с при высоте подъема 6...7 м. Средний КПД шнекового насоса составляет около 0,70...0,75 и остается практически постоянным в большом диапазоне изменения подачи.

4.3. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ОБЪЕМНЫХ НАСОСОВ

У объемных насосов движение рабочего органа может быть возвратно-поступательным или вращательным, поэтому их разделяют на две группы: к первой относят-

ся поршневые, плунжерные и диафрагменные насосы; ко второй — шестеренные, винтовые и др.

Принцип действия возвратно-поступательных насосов

Поршневой насос одностороннего действия. Насос этого типа состоит из корпуса, внутри которого расположены рабочая камера с всасывающим и напорным клапанами и цилиндр с поршнем, совершающим возвратно-поступательное движение. К корпусу присоединены всасывающий и напорный трубопроводы. Вращательное движение вала приводного двигателя преобразуется в возвратно-поступательное движение поршня с помощью кривошипно-шатунного механизма. При ходе поршня вправо в цилиндр засасывается объем жидкости. При ходе поршня влево этот же объем вытесняется в напорный трубопровод. Таким образом, насос одностороннего действия за один оборот кривошипа совершает один цикл всасывания и один цикл нагнетаний (рабочий).

Теоретически поршневой насос может развивать любой напор. Однако практически напор ограничивается в зависимости от прочности отдельных деталей, а также от мощности двигателя, приводящего насос в действие.

Поршневые насосы двустороннего действия. Камеры таких насосов с клапанами располагаются по обе стороны цилиндра и поэтому движение поршня в любую сторону является рабочим: циклу всасывания в левой камере соответствует цикл нагнетания в правой, и наоборот. Подача поршневого насоса двустороннего действия почти вдвое больше подачи насоса одностороннего действия тех же геометрических размеров.

Плунжерные насосы. Они отличаются от поршневых насосов конструкцией рабочего органа. Вместо поршня они имеют плунжер, представляющий собой полый цилиндр, движущийся в уплотняющем сальнике, не касаясь внутренних стенок рабочей камеры. Плунжерные насосы применяются в качестве насосов-дозаторов. Принцип их действия основан на возвратно-поступательном движении одного цельного цилиндра (поршня) внутри пустотелого цилиндра (корпуса), в котором в результате создается эффект разрежения-нагнетания. В зависимости от по-

ложения полнотелого цилиндра (поршня) в камере насоса (корпусе) создается либо давление разрежения (процесс всасывания), либо давление нагнетания (создание давления в напорной линии). Процесс регулируется с помощью системы всасывающих и нагнетательных клапанов. Эти насосы обеспечивают очень точное дозирование, так как и поршень, и рабочая камера изготовлены из материалов, практически не подверженных механическим изменениям в процессе эксплуатации насоса (за исключением процессов коррозии и механического износа движущихся частей). По гидравлическим параметрам поршневые и плунжерные насосы одинаковы. В эксплуатации плунжерные насосы несколько проще, так как у них меньше изнашиваемых деталей (отсутствуют поршневые кольца, манжеты и пр.). Подача реагентов насосами-дозаторами регулируется изменением длины хода поршня или числа ходов (рабочих циклов). Изменение длины хода поршня производится с помощью либо микрометрического винта, либо специальных механических делителей, ограничивающих ход поршня. Изменение числа ходов поршня осуществляется за счет электрической схемы управления насосом. Как правило, насосы-дозаторы имеют предохранительные клапаны и устройства для стравливания воздуха из рабочей камеры.

Диафрагменные насосы. Они имеют вместо поршня гибкую диафрагму (мембрану) из кожи, прорезиненной ткани или из синтетического материала.

Принцип действия роторных насосов

Шестеренный насос. Рабочим органом насоса являются две шестерни — ведущая и ведомая, размещенные в корпусе с небольшими радиальными и торцовыми зазорами. При вращении колес жидкость поступает из полости всасывания во впадины между зубьями и перемещается в напорную полость.

Объемный КПД шестеренного насоса учитывает частичный перенос жидкости обратно в полость всасывания, а также протечки жидкости через зазоры. В среднем он составляет 0,7...0,9. Шестеренные насосы обладают реверсивностью и при изменении направления вращения

шестерен они изменяют направление потока в трубопроводах, присоединенных к насосу.

Винтовые насосы. Имеют винты специального профиля, линия зацепления между которыми обеспечивает полную герметизацию области нагнетания от области всасывания. При вращении винтов эта линия перемещается вдоль оси. Длина винтов для обеспечения герметичности при всех их положениях должна быть несколько больше шага винтов. Жидкость, расположенная во впадинах винтов и ограниченная корпусом и линией зацепления винтов, при их вращении вытесняется в область нагнетания. В большинстве случаев винтовые насосы выполняются с тремя винтами: средним — ведущим, и двумя боковыми — ведомыми.

4.4. ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ НАСОСОВ

По мере увеличения возможной подачи насосы располагаются в следующем порядке: объемные, центробежные и осевые. Если же в качестве определяющего параметра рассматривать максимально возможное значение напора, то порядок будет обратным. Проанализируем в этой связи достоинства и недостатки рассмотренных насосов, определяющие области их возможного применения в сооружениях систем водоснабжения и канализации.

Лопастные насосы. Центробежные и осевые насосы обеспечивают плавную и непрерывную подачу перекачиваемой жидкости при высоких значениях коэффициента полезного действия. Относительно несложное устройство обеспечивает высокую их надежность и достаточную долговечность. Конструкция проточной части лопастных насосов и отсутствие поверхностей трения допускает возможность перекачивания загрязненных жидкостей. Простота непосредственного соединения с высокооборотными приводными двигателями способствует компактности насосного агрегата и повышению его коэффициента полезного действия.

Все эти положительные качества центробежных, диагональных и осевых насосов привели к тому, что они

являются, по существу, основными насосами всех сооружений водоснабжения и канализации. Центробежные и осевые насосы широко используются также в системах обратного движения жидкостей, в судоподъемных сооружениях, на оросительных и осушительных насосных станциях.

К недостаткам центробежных насосов следует отнести ограниченность их применения в области малых подач и высоких напоров, что объясняется снижением КПД при увеличении числа ступеней. Известные сложности в эксплуатации насосных установок с центробежными насосами возникают также из-за необходимости их заполнения перекачиваемой жидкостью перед включением в работу.

Эти недостатки отсутствуют у *вихревых* и *центробежно-вихревых насосов*. Однако вследствие невысокого КПД они находят применение лишь в небольших автономных системах водоснабжения и, кроме того, используются в качестве вспомогательных на крупных водопроводных и канализационных насосных станциях.

Объемные насосы. Несомненными достоинствами поршневых и плунжерных насосов являются высокий КПД и возможность подачи незначительных объемов жидкости под сколь угодно большим давлением. В то же время неравномерность подачи, сложность соединения с приводным двигателем, наличие легко изнашивающихся клапанов, тихходность, а следовательно, большие размеры и масса исключают возможность их применения на современных высокопроизводительных насосных станциях систем водоснабжения и канализации. Лишь чрезвычайно редко вертикальные поршневые насосы еще применяются для подъема воды из скважин малого диаметра (до 200 мм). Модифицированные поршневые насосы предназначены для подачи бетона и растворов при производстве строительных работ.

Объемные насосы с вращательным движением рабочего органа конструктивно более просты и обеспечивают плавную подачу перекачиваемой жидкости. Очень маленькие подачи шестеренных и винтовых насосов в со-

четании с их способностью перекачивать вязкие жидкости определили область их применения в качестве питательных насосов систем гидропривода, автоматики и смазки.

Водоструйные насосы. Достоинствами гидроэлеваторов являются небольшие размеры, простота устройства, способность перекачивать жидкости с большим содержанием взвешенных частиц и высокая надежность работы. Водоструйные насосы находят широкое применение при производстве земляных работ способом гидромеханизации. Их применяют также для откачки воды из глубоких колодцев, артезианских скважин, котлованов, траншей, для понижения уровня подземных вод в иглофильтровых установках. На канализационных очистных сооружениях водоструйные насосы применяют для подъема шлама, осевшего в песколовках. На крупных насосных станциях водоструйные насосы используют в качестве вспомогательных для отсасывания воздуха из корпусов основных насосов перед их запуском и для повышения всасывающей способности центробежных насосов.

К недостаткам водоструйных насосов относятся низкий КПД и необходимость подачи большого объема рабочей воды под давлением, поэтому применение гидроэлеваторов в каждом конкретном случае должно быть обосновано экономическими расчетами.

Воздушные подъемники. Простота устройства, легкий уход и надежность работы эрлифтов позволяют им при определенных условиях успешно конкурировать с центробежными насосами при подъеме воды из глубоких скважин, подаче химических реагентов и ила на водопроводных и канализационных очистных сооружениях. Однако необходимость большого заглубления форсунки и малый КПД установки заставляют каждый раз обосновывать принимаемое решение технико-экономическим сравнением вариантов с использованием насосов различных типов.

Шнековые насосы. Эти насосы весьма эффективны при перекачивании сточных вод и осадка на небольшую высоту (5...8 м).

4.5. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ

4.5.1. Общие сведения

Основными техническими характеристиками насосов являются напор, подача, потребляемая мощность, коэффициент полезного действия, частота вращения и высота всасывания насоса (допустимая вакуумметрическая высота всасывания — допустимый кавитационный запас). Кроме того, для насосов предусмотрены рабочие характеристики.

Напор H — приращение удельной энергии жидкости, проходящей через насос, т. е. разность удельных энергий жидкости между всасывающим и нагнетательным патрубками насоса. Напор выражается в метрах столба перекачиваемой жидкости.

Подача Q насоса — это объем жидкости, подаваемый в единицу времени, выражается в м³/ч, м³/с, л/с. По смыслу подача аналогична понятию расхода, так как расход жидкости, проходящей в трубопроводе, равен подаче насоса, перекачивающего эту жидкость.

Важным параметром, характеризующим работу машин рассматриваемого типа с энергетической стороны, является *полезная мощность*. Для подачи жидкости Q , м³/с, под напором H , м, требуется мощность $N_{\text{п}}$, Вт, [3]:

$$N_{\text{п}} = \gamma \cdot Q \cdot H, \quad (4.1)$$

где γ — плотность жидкости, Н/м³. Эту мощность называют полезной.

Отношение полезной мощности к потребляемой мощности представляет собой *КПД насоса*:

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N}, \quad (4.2)$$

где $N_{\text{п}}$ — полезная мощность; N — потребляемая мощность.

Потребляемую мощность насоса с учетом потерь энергии в нем определяют по формуле [3]

$$N = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{\eta}. \quad (4.3)$$

Коэффициент полезного действия насоса η учитывает все потери энергии в насосе — гидравлические $\eta_{\text{г}}$, объемные $\eta_{\text{об}}$ и механические $\eta_{\text{мех}}$ [3]:

$$\eta = \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{мех}}. \quad (4.4)$$

Коэффициент полезного действия насосного агрегата $\eta_{\text{а}}$ определяют по формуле

$$\eta_{\text{а}} = \eta \cdot \eta_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{пр}}, \quad (4.5)$$

где η , $\eta_{\text{дв}}$, $\eta_{\text{пр}}$ — КПД соответственно насоса, двигателя и привода; при жестком соединении вала насоса и ротора двигателя $\eta_{\text{пр}} = 1$.

Высота всасывания насоса $H_{\text{в, доп}}$ — предельное значение вакуума на входе в насос, с увеличением которого нарушается сплошность потока жидкости, т. е. возникает кавитация. Область бескавитационной работы насоса может быть определена также с помощью *допустимого кавитационного запаса* $\Delta h_{\text{доп}}$, представляющего собой необходимое превышение удельной энергии потока на входе в насос над энергией, соответствующей давлению насыщенного пара перекачиваемой жидкости.

В паспортах и каталогах насосов даются значения $H_{\text{в, доп}}$, м, или $\Delta h_{\text{доп}}$, м, для холодной воды ($t \leq 35^\circ\text{C}$) при расположении насоса на уровне Балтийского моря. При этом они связаны между собой выражением

$$\Delta h_{\text{доп}} = 10 - H_{\text{в, доп}}. \quad (4.6)$$

Высота всасывания — важнейший технический показатель работы насоса, в некоторых случаях являющийся основным критерием возможности использования данного насоса в конкретных условиях эксплуатации.

Характеристиками насоса являются графически выраженные зависимости в координатах $Q-H$, $Q-N$, $Q-\eta$, $Q-\Delta h_{\text{доп}}$ соответственно напора H , мощности N , коэффициента полезного действия η и допустимого кавитационного запаса $\Delta h_{\text{доп}}$ от подачи Q (рис. 4.2) [28].

Графические характеристики насоса дают наглядное представление об изменении основных его параметров.

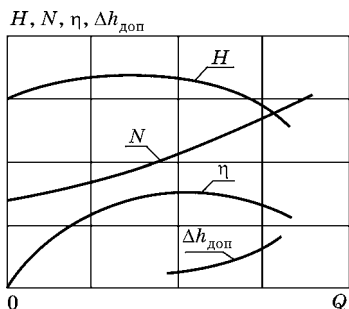


Рис. 4.2
Рабочие характеристики
центробежных насосов

Вид характеристик центробежной машины зависит от коэффициента быстроходности n_s , который определяется по номинальным данным машины.

Коэффициентом быстроходности n_s называют такую частоту вращения геометрически подобного насоса, которая при напоре $H=1$ м позволяет получать подачу $Q=0,075 \text{ м}^3/\text{с}$.

Для центробежных насосов коэффициент быстроходности находится по формуле [28]

$$n_s = \frac{3,65 n_{\text{ном}} \cdot \sqrt{Q_{\text{ном}}}}{\sqrt[4]{H_{\text{ном}}^3}}, \quad (4.7)$$

где Q — подача, $\text{м}^3/\text{с}$; H — напор, м; n — частота вращения, об/мин. Входящие в это выражение номинальные величины соответствуют режиму работы насоса с максимальным КПД.

Законы подобия лопастных машин при изменении их угловой скорости ω выражаются следующими соотношениями:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}, \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2, \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^3. \quad (4.8)$$

Пользуясь законами подобия, можно по известным характеристикам для номинальной скорости построить характеристики для скоростей, отличных от номинальной скорости.

4.5.2. Технические характеристики центробежных насосов

Центробежные насосы характеризуются плавной и непрерывной подачей перекачиваемой жидкости при высоких значениях коэффициента полезного действия.

Относительно несложное устройство обеспечивает их высокую надежность и достаточную долговечность. Простота непосредственного соединения с высокооборотными приводными двигателями способствует компактности насосного агрегата и повышению его КПД.

Все эти положительные качества центробежных насосов привели к тому, что они являются, по существу, основными насосами всех сооружений водоснабжения и канализации. Центробежные насосы широко используются также в теплоэнергетике для перекачки различных жидкостей и теплоносителей, в системах оборотного движения жидкостей, на оросительных и осушительных насосных станциях.

Центробежный насос относится к лопастным насосам, в которых жидкая среда перемещается через рабочее колесо от центра к периферии (рис. 4.3).

Центробежный насос (рис. 4.3) состоит из рабочего колеса 1 с изогнутыми лопастями 2 и неподвижного корпуса 3 спиральной формы. Рабочее колесо насажено на вал, вращение которого осуществляется непосредственно от привода (чаще всего электродвигателя). В корпусе насоса имеются два патрубка для присоединения к всасывающему и напорному трубопроводам. Отверстия в корпусе, через которые проходит вал колеса, имеют сальники для создания необходимой герметичности. Для предотвращения перетекания жидкости внутри насоса между всасывающим патрубком и колесом устанавливается лабиринтное уплотнение.

Принцип действия центробежных насосов заключается в следующем. От вала насоса приводится в движение рабочее колесо, находящееся в корпусе. Колесо при своем вращении захватывает жидкость и благодаря развиваемой центробежной силе выбрасывает эту жидкость через направляющую (спиральную) камеру в нагнетательный трубопровод. Уходящая жидкость освобождает занимаемое ею пространство в каналах на внутренней окружности рабочего колеса. Давление в этой области понижается, и туда устремляется жидкость из всасывающего трубопровода под действием разности давлений. Разность дав-

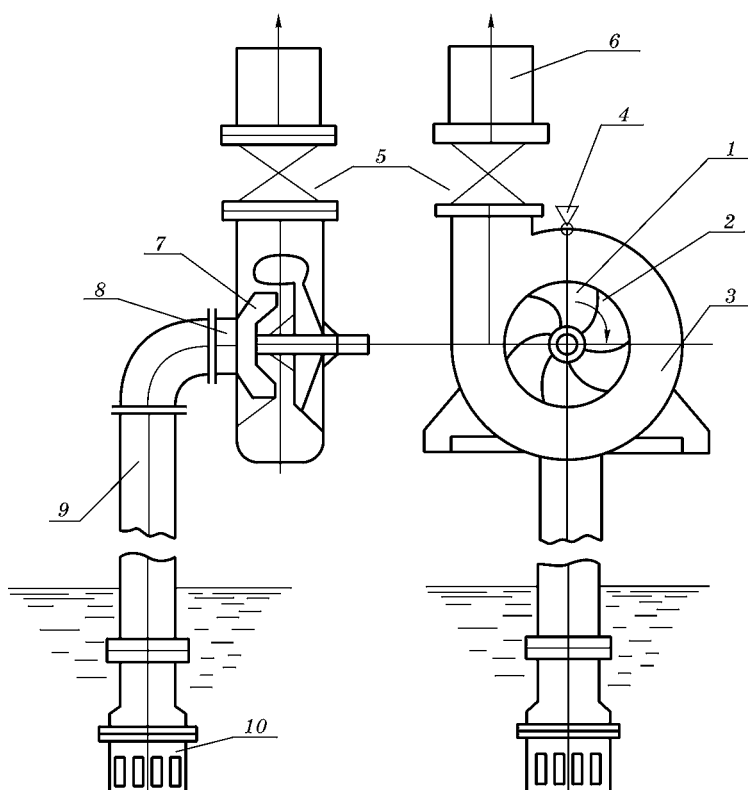


Рис. 4.3

Схема центробежного насоса:

1 — рабочее колесо; 2 — лопасть; 3 — спиральный корпус; 4 — воронка для заливки насоса; 5 — задвижка; 6 — напорный трубопровод; 7 — диски рабочего колеса; 8 — входной патрубок; 9 — всасывающий трубопровод; 10 — приемный клапан с сеткой.

лений в резервуаре и на всасывании насоса должна быть достаточной, чтобы преодолеть давление столба жидкости, гидравлические и инерционные сопротивления во всасывающем трубопроводе.

Если жидкость забирается насосом из открытого резервуара, то всасывание жидкости центробежным насосом происходит под действием перепада давлений, равного разности атмосферного давления и давления на входе в рабочее колесо.

Основным элементом центробежного насоса является рабочее колесо, которое представляет собой, например, отливку из двух дисков. Между дисками, соединяя их в единую конструкцию, находятся от 4 до 12 лопастей, плавно изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Внутренние поверхности дисков и поверхности лопастей образуют так называемые межлопастные каналы колеса, которые при работе насоса заполнены перекачиваемой жидкостью. Рабочее колесо может быть также сварным, штампованным и фрезерованным.

Спиральный корпус (камера) служит для приема и направления жидкости, а также преобразования кинетической энергии жидкости (скорости), приобретенной от вращающегося рабочего колеса, в потенциальную энергию (давление). В корпусе насоса устанавливаются опоры для подшипников, в которых вращается вал.

Центробежный насос перед пуском обязательно заливают водой (всасывающую трубу и камеры насоса). Пуск центробежного насоса производится при закрытом вентиле на напорной трубе, который открывается только при достижении двигателем номинального числа оборотов. Давление в нагнетательной трубе и скорость движения воды возрастают по мере увеличения числа оборотов. Производительность насоса увеличивается пропорционально отношению чисел оборотов лопастного колеса, напор — пропорционально квадрату отношения чисел оборотов, а мощность на валу насоса и, следовательно, электродвигателя — пропорционально кубу отношения чисел оборотов. Так, если число оборотов лопастного колеса насоса увеличить в два раза, то производительность возрастет в два раза, напор — в четыре раза (2^2), а мощность на валу — в восемь раз (2^3). Однако при чрезмерном увеличении числа оборотов ухудшается КПД насоса. Поэтому для создания больших напоров применяют многоколесные насосы, в которых вода проходит через несколько рабочих колес последовательно. Отсутствие поршней и клапанов в центробежных насосах позволяет использовать их для перекачки различных загрязненных жидкостей (например, навозной жижи). Высокая скорость вращения

центробежных насосов (1000...3000 об/мин) удобна для применения электродвигателей. Габариты и вес насосной установки получаются небольшими, а работа равномерной и бесшумной.

В соответствии с требуемыми параметрами, назначением и условиями работы в настоящее время разработано большое число разнообразных конструкций центробежных насосов, которые можно классифицировать по следующим признакам:

1) по числу рабочих колес — одноступенчатые (с одним рабочим колесом) и многоступенчатые (с несколькими рабочими колесами). В многоступенчатых насосах перекачиваемая жидкость проходит последовательно через ряд рабочих колес, насаженных на общий вал. Создаваемый таким насосом напор равен сумме напоров, развиваемых каждым колесом. В зависимости от числа колес (ступеней) насосы могут быть двухступенчатыми, трехступенчатыми и т. д. Число колес в многоступенчатых насосах может доходить до 10...16;

2) по развиваемому напору — низконапорные (до 50...60 м), средненапорные (до 150...200 м) и высоконапорные (более 200 м);

3) по способу подвода жидкости к рабочему колесу — с односторонним подводом (всасыванием) и с двусторонним подводом;

4) по расположению вала насоса — горизонтальные и вертикальные;

5) по способу разъема корпуса — с горизонтальным разъемом и с вертикальным разъемом;

6) по способу отвода жидкости из рабочего колеса в камеру — спиральные и секционные. В спиральных насосах жидкость из рабочего колеса поступает в спиральный корпус и затем в напорный трубопровод. В секционных насосах жидкость из рабочего колеса отводится через направляющий аппарат, который представляет собой неподвижное кольцо с лопастями;

7) по способу соединения с двигателем — соединяемые с двигателем через ускоритель и соединяемые с двигателем напрямую (через упругую муфту);

8) по назначению — для перекачки воды, нефти, холодных и горячих нефтепродуктов, сжиженных газов, масел, органических растворителей и др.; для транспортировки по магистральным трубопроводам нефти и нефтепродуктов.

Далее для ознакомления рассмотрены некоторые типы центробежных насосов.

Насосы двухстороннего входа увеличивают подачу. Они одноступенчатые, имеют рабочие колеса с двухсторонним входом — одна половина рабочего колеса представляет собой зеркальное изображение другой половины. Такие насосы обозначаются буквой Д, их конструкция представлена на рисунке 4.4.

Преимущества насосов марки Д перед другими насосами заключаются в следующем: двухсторонний подвод жидкости к колесу хорошо уравнивает осевые усилия колеса, улучшает работу и КПД насоса; горизонтальный (осевой) разъем корпуса насоса при его разборке позволяет не отключать всасывающую и нагнетательную трубы от входного и выходного патрубков насоса.

В качестве примера на рисунке 4.5 приведены следующие характеристики насоса Д630-90 при $n=1450$ об/мин: 1) напорная, представляющая зависимость H от Q ; 2) мощностная, представляющая зависимость N от Q ; 3) характеристика КПД, представляющая зависимость η от Q . Две последние характеристики принято называть еще энергетическими.

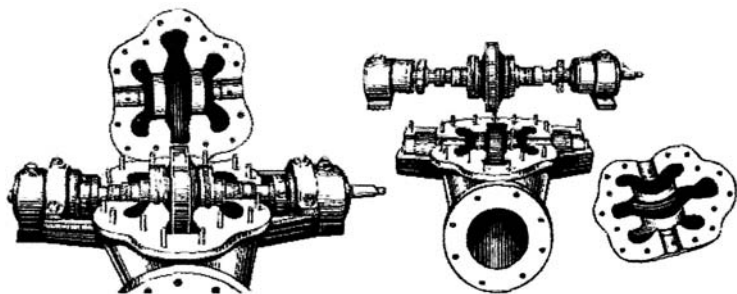


Рис. 4.4

Насос типа Д со снятой крышкой и поднятым ротором

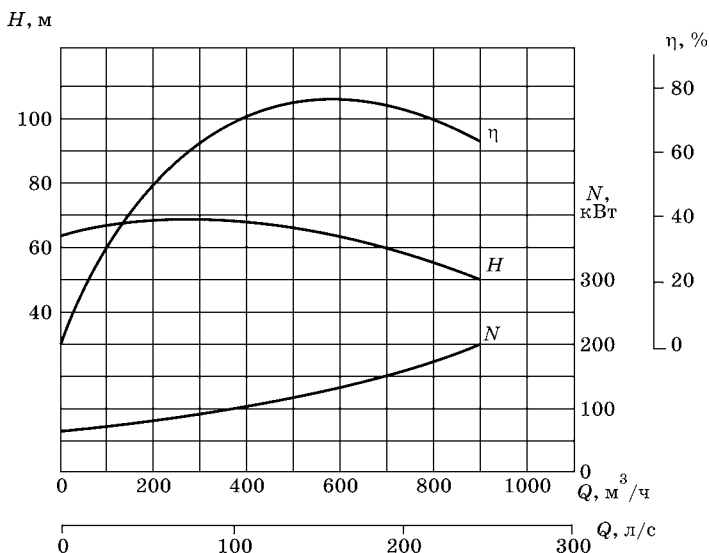


Рис. 4.5
Характеристика насоса Д630-90; $n=1450$ об/мин

Рекомендуемая область работы насоса, так называемый рабочий интервал, в заводских характеристиках обозначается особыми значками.

Рабочий интервал соответствует сравнительно высоким значениям η в пределах от $0,9\eta_{\max}$ до $1,1\eta_{\max}$. Российская промышленность выпускает центробежные одноступенчатые насосы двухстороннего входа типа Д с подачей $200 \dots 12\,500 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напором $12 \dots 137$ м и специальные насосы для воды с подачей $5000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напором 210 м. Насосы типа Д широко применяют в сельском хозяйстве для орошения, осушения и водоснабжения, а также в других отраслях народного хозяйства (городское и промышленное водоснабжение).

Центробежные насосы типа К соединены с электродвигателем при помощи упругой муфты. Плоскости муфты располагают параллельно друг другу с зазором между ними (равномерным по всей окружности) не более 5 мм. Оси вала насоса и двигателя должны совпадать. Смещение осей валов насоса и двигателя не должно превышать $0,2$ мм.

Насосы типа КМ изготавливают в моноблоке с электродвигателями. Их рабочее колесо надето непосредственно на удлиненный вал электродвигателя. Насос с электродвигателем устанавливают на фундаменте, заглубленном в грунт не менее чем на 0,5 м и выступающем над уровнем пола насосного помещения не менее чем на 100 мм. Параметры некоторых насосов типов К и КМ приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3

Параметры некоторых насосов типов К и КМ

Насос	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Мощность двигателя, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹
1.5К-6	6...14	20,3...14	1,7	2900
1.5КМ-6	6...14	20,3...14	1,7	2900
2К-6	10...30	34,5...25	4,5	2900
2КМ-6	10...30	34,5...25	4,5	2900
3К-6	30...70	62...44,5	20	2900
3КМ-6	30...70	62...44,5	20	2900
3К-9	30...54	34,8...27	7	2900

Для подъема воды из глубоких скважин применяют погружные (артезианские) вертикальные многоступенчатые центробежные насосы. Погружают их в воду вместе с короткозамкнутым асинхронным электродвигателем. Роторы двигателя и насоса имеют общий вал, который вращается в двух подшипниках скольжения, работающих в воде без смазки, и шариковом подшипнике, заполненном густой смазкой. Смазка рассчитана на работу в течение 3000...4000 ч, после чего насос поднимают из скважины для осмотра, чистки и смазки. Обмотка статора двигателя уложена в водонепроницаемые закрытые пазы и в торцевых частях заключена в резиновые чехлы. Вода, циркулируя между обмотками статора и ротора, охлаждает электродвигатель и смазывает подшипники. Вода подводится к насосу через окна в средней части корпуса, окруженной фильтровальной сеткой. Некоторые типы погружных центробежных электронасосов типа ЭЦВ приведены в таблице 4.4.

Цифры после букв ЭЦВ означают: первая — диаметр скважины в дюймах, вторая — часовую подачу, третья —

Таблица 4.4

Данные насосов типа ЭЦВ

Насос	Диаметр скважины, дюйм	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Мощность электро-двигателя, кВт
ЭЦВ4-1.6-30	4	1,6	30	0,4
ЭЦВ4-1.6-130	4	1,6	130	1,6
ЭЦВ5-4-125	5	4	125	2,8
ЭЦВ6-4-190	6	4	190	4,5
ЭЦВ6-10-110	6	10	110	5,5
ЭЦВ6-10-140	6	10	140	8
ЭЦВ6-10-235	6	10	235	11
ЭЦВ8-25-150	8	25	150	16
ЭЦВ8-25-195	8	25	195	22

полный напор в метрах водяного столба. Насосы ЭЦВ комплектуются двигателями типа ПЭДВ. Первая цифра после букв ПЭДВ означает мощность в киловаттах, вторая — максимальный поперечный размер в миллиметрах. Двигатель ПЭДВ работает в воде и охлаждается проходящей через него водой. Обмотка статора выполнена проводом с полихлорвиниловой изоляцией. Насос необходимо располагать таким образом, чтобы уровень воды над насосом и расстояние от дна скважины до нижнего конца насоса были не менее 1 м для устранения загрязнения конструкции насоса и двигателя. Двигатель и насос должны немедленно отключаться при уровне воды ниже насоса (при «сухом ходе»), что обеспечивается специальной защитой при «сухом ходе», работающей на отключение двигателя насоса.

Конструкция насоса не разрешает вращать его в обратную сторону. В последние годы отечественные и зарубежные фирмы выпускают усовершенствованные погружные водяные насосы, у которых корпуса выполнены из нержавеющей стали, а электродвигатель сделан маслозаполненным для достаточного охлаждения и исключения его загрязнения прокачиваемой водой. Маслозаполненные двигатели в большей степени защищены при «сухом ходе». Для погружных электродвигателей важен регулярный контроль изоляции.

4.6. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДАЧИ НАСОСОВ

Одним из наиболее рациональных способов регулирования подачи механизмов с вентиляторным моментом на валу является регулирование изменением скорости, которое проще всего осуществляется с помощью электрического привода [29].

Регулируемый электропривод с плавным изменением частоты вращения в широком диапазоне наилучшим образом удовлетворяет условиям автоматического и экономического регулирования производительности турбомеханизмов.

Следует отметить, что системы приводов с двигателем постоянного тока, несмотря на отличные регулировочные качества, в большинстве случаев нерациональны для турбомеханизмов. Приводы постоянного тока содержат дорогой преобразователь на полную мощность, что определяет в целом высокую стоимость электропривода. Кроме того, двигатель постоянного тока нуждается в квалифицированной эксплуатации, а его применение в тяжелых условиях окружающей среды связано с серьезными конструктивными затруднениями.

Наиболее часто для механизмов с вентиляторным моментом на валу используются электрические приводы с асинхронными двигателями. Их удобно делить на две группы: в первой энергия скольжения рассеивается в виде тепла в двигателе и дополнительных регулировочных резисторах, а во второй энергия скольжения главного приводного двигателя направляется в сеть или на главный ведущий вал посредством преобразующих машин. К первой группе относят в основном регулирование скорости асинхронного двигателя по системе «преобразователь частоты — асинхронный двигатель», ко второй — каскадные схемы включения.

Для первой группы электроприводов характерным является то, что максимум потерь энергии в роторной цепи при регулировании составляет примерно 15...17% номинальной мощности на валу и имеет место при скорости, равной 67% синхронной (рис. 4.6).

Наиболее рационально использовать частотно-управляемые приводы: 1) для приводов турбомеханизмов,

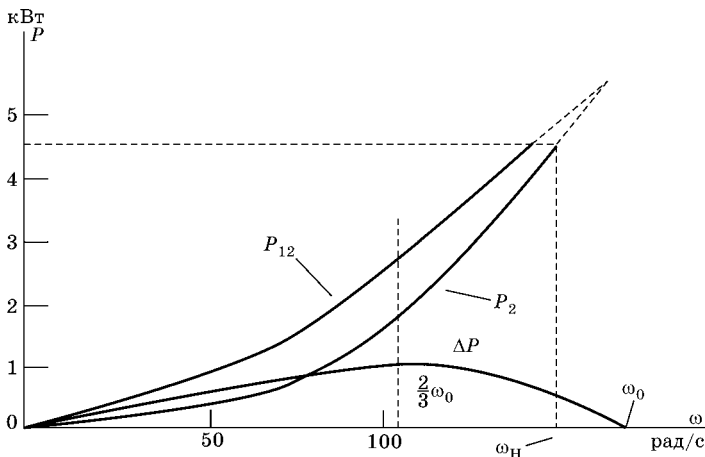


Рис. 4.6

Зависимости P_{12} , P_2 , ΔP от угловой скорости асинхронного двигателя с вентиляторным моментом на валу

расположенных во взрывоопасных цехах; 2) в тех случаях, когда по конструктивным особенностям турбомеханизма или по условиям окружающей среды приводной двигатель должен быть принят асинхронным короткозамкнутым и в то же время требуется регулирование его частоты вращения (например, для погружных электронасосов); 3) для безредукторного электропривода быстроходных турбомеханизмов с частотой вращения свыше 3000 об/мин; 4) для электроприводов мощностью свыше 20 МВт, для которых машины постоянного тока или асинхронные электродвигатели с фазным ротором построены быть не могут [30].

Во второй группе систем приводов для турбомашин применяются асинхронные каскады. Достоинство этих приводов применительно к турбонасосам определяется тем, что стоимость и другие технико-экономические показатели каскадов зависят от глубины регулирования, так как преобразованию в этих схемах подвергается не полная энергия, потребляемая приводом, а лишь ее часть, пропорциональная диапазону регулирования. При неглубоком регулировании скорости каскадные схемы асинхронного привода турбомеханизмов оказываются в большинстве случаев, в особенности для приводов средней

и большой мощности, наиболее предпочтительными для регулирования частоты вращения турбомеханизмов.

Представляет интерес сравнение экономичности регулирования подачи рассматриваемых механизмов посредством изменения скорости электропривода с другими способами регулирования. Оценим, например, экономичность регулирования подачи с помощью дроссельных задвижек на нагнетающей магистрали. Введение задвижек приводит к увеличению гидродинамического сопротивления магистрали. Соответствующие графики характеристик насоса и магистрали показаны на рисунке 4.7.

При вращении рабочего колеса механизма с неизменной номинальной скоростью случаю отсутствия на магистрали дополнительного сопротивления соответствует характеристика 1. При этом в системе имеет место номинальный напор H_n при номинальной подаче Q_n . Если же возникает задача регулирования подачи путем введения в магистраль дроссельной задвижки, то в результате увеличения сопротивления магистрали (характеристика 2) подача снижается до Q_1 . При этом в магистрали на задвижке создается перепад напора $\Delta H = H_1 - H'_1$, т. е. на задвижке теряется мощность, максимум которой равен

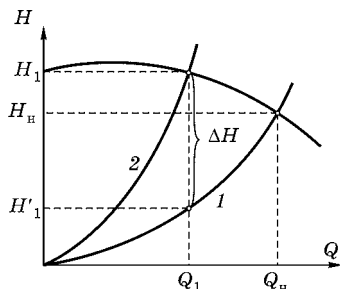


Рис. 4.7

К определению потерь при регулировании подачи с помощью дроссельных задвижек

$$\Delta P_{з. \max} = \frac{2}{3\sqrt{3}} P_n. \quad (4.9)$$

Сопоставление полученного результата показывает, что регулирование подачи задвижками приводит более чем к двукратному увеличению максимума потерь мощности по сравнению со случаем, когда регулирование осуществляется изменением скорости при наличии потерь скольжения. Таким образом, регулирование задвижками, как видно из приведенных выражений, весьма неэкономично.

4.7. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ НАСОСА

Все типы насосов, устанавливаемые на насосных станциях, характеризуются часовой производительностью и напором, т. е. высотой подачи воды, которая складывается из нивелирной высоты от низшего уровня воды в источнике до высшей точки подъема воды, потерь напора в трубах на прямых участках, в изгибах и кранах (в метрах) и свободного напора при вытекании из кранов (в метрах).

Полный напор H , м, включает в себя напор подъема и потери напора во всасывающем и напорном трубопроводах.

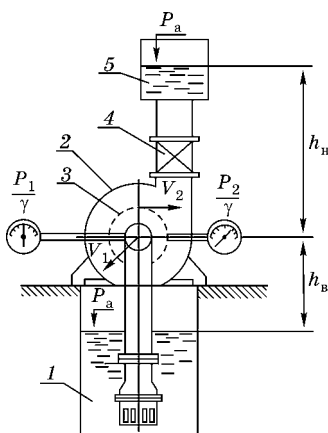


Рис. 4.8

Расчетная схема насосной установки:

1 — водозаборный колодец; 2 — центробежный насос; 3 — рабочее колесо; 4 — задвижка; 5 — напорный резервуар; V_1 , V_2 — соответственно окружные скорости на входе и выходе рабочего колеса; P_1 , P_2 — соответственно давление жидкости на входе и выходе насоса.

Полный напор представляет собой сумму четырех составляющих (рис. 4.8):

h_1 (h_v) — высота всасывания, т. е. расстояние от уровня воды в источнике до оси насоса;

h_2 (h_n) — гидростатический напор, необходимый для поднятия воды от оси насоса до наиболее высокого пункта водопотребления;

h_3 — напор, соответствующий потерям во всасывающей, нагнетающей и нагнетательной трубах, на поворотах, в вентильях, задвижках;

h_4 — свободный напор, обеспечивающий определенную скорость вытекания воды из трубы.

В приближенных расчетах принимают все потери в трубах, изгибах и кранах равными 10% от нивелирной высоты. Свободный напор равен 2...6 м.

Теоретически высота всасывания воды, обеспечиваемая насосом (рис. 4.8), зависит от величины атмосферного давления и температуры воды. Чем выше температура

воды, тем меньше теоретически возможная высота всасывания вследствие увеличенного давления пара, наполняющего разреженное пространство всасывающей камеры насоса. Высота всасывания уменьшается также из-за потерь на трение и недостаточной плотности соединения во всасывающей трубе. Поэтому практически большие насосы не устанавливаются выше 6...7 м, а малые выше 4...5 м над самым низким уровнем воды в источнике водоснабжения. Всасывающую трубу устанавливают так, чтобы расстояние между ее нижним концом и дном источника было не менее 0,5 м.

Подсчитав максимальную часовую производительность и общую высоту подачи, выбирают тип насоса по справочнику.

Потребляемую мощность насоса с учетом потерь энергии в нем определяют по формуле [15]

$$N = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{\eta_n}, \quad (4.10)$$

где γ — плотность жидкости, Н/м³; Q — расход жидкости, м³/с; H — напор, м; η_n — КПД насоса.

Коэффициент полезного действия насоса выражают как произведение трех коэффициентов, характеризующих отдельные виды потерь энергии в насосе:

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_{об} \cdot \eta_{мех}, \quad (4.11)$$

где η_r — гидравлический КПД насоса, лежащий в диапазоне 0,7...0,96; $\eta_{об}$ — объемный КПД насоса, лежащий в диапазоне 0,96...0,98; $\eta_{мех}$ — механический КПД, лежащий в диапазоне 0,92...0,99 [38].

КПД η_n центробежных насосов в приближенных расчетах можно принять:

1) для насосов низкого давления ($H \leq 15$ м) — 0,25...0,6;

2) для насосов среднего давления ($H \leq 40$ м) — 0,40...0,70;

3) для насосов высокого давления ($H > 40$ м) — 0,40...0,80.

Для вихревых насосов $\eta_n = 0,25...0,5$.

КПД поршневых насосов выше, чем у центробежных насосов, приблизительно на 10%.

Потребная мощность насосного агрегата выбирается с учетом КПД передачи по формуле

$$N_{\text{на}} = \frac{Q \cdot \gamma \cdot H}{\eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{п}}}, \quad (4.12)$$

где $\eta_{\text{п}}$ — КПД передачи; для прямой передачи $\eta_{\text{п}}=1$, для клиноременной $\eta_{\text{п}}=0,98$, для плоскоременной $\eta_{\text{п}}=0,95$, для зубчатой $\eta_{\text{п}}=0,97$.

Чтобы не перегружать двигатель на любых режимах, его мощность выбирают большей, чем потребная мощность насосного агрегата:

$$N_{\text{д}} = K_{\text{зап}} \cdot N_{\text{на}}, \quad (4.13)$$

где $N_{\text{д}}$ — мощность двигателя насоса; $K_{\text{зап}}$ — коэффициент запаса. Для двигателей мощностью до 50 кВт коэффициент запаса принимается равным 1,20...1,25; для двигателей мощностью более 50 кВт — 1,10...1,15.

Производительность и мощность поршневых насосов прямо пропорциональны скорости вращения двигателя. Так как скорость поршня и скорость подаваемой воды переменны, то мощность двигателя пульсирует. Чтобы избежать больших инерционных усилий от переменной скорости воды, число ходов поршня ограничивают в следующих пределах:

- 1) для малых насосов 30...60 ходов в минуту;
- 2) для средних насосов 50...100 ходов в минуту;
- 3) для больших насосов 100...300 ходов в минуту.

С учетом условий окружающей среды и особенностей монтажа, в соответствии с потребной мощностью и частотой вращения насоса из таблиц выбирают подходящий тип электродвигателя.

Следует отметить, что увеличение числа пусков электродвигателя сильно сказывается на его тепловом состоянии и развиваемой эффективной мощности. Это влияние можно оценить упрощенно и приближенно следующим образом.

Пусть в период пуска продолжительностью t_1 двигатель потребляет ток, в k_i раз больше номинального, а в пе-

риод работы t_2 только некоторую его часть k_3 . В этом случае эффективная мощность двигателя за один час работы составит

$$P_{\text{эф}} = P_{\text{н}} \cdot \sqrt{\frac{k_i^2 \cdot t_1 + k_3^2 \cdot t_2}{t_1 + t_2}}, \quad (4.14)$$

где $P_{\text{н}}$ — номинальная мощность двигателя. Естественно, это выражение приближенное, так как условия охлаждения двигателя в период пуска и работы различны.

Поскольку при правильном выборе двигателя $P_{\text{эф}} = P_{\text{н}}$, то

$$k_3 = \sqrt{1 - (k_i^2 - 1) \cdot \frac{t_1}{t_2}}. \quad (4.15)$$

Учитывая, что

$$\varepsilon = \frac{t_1 + t_2}{t_1 + t_2 + t_{\text{п}}}, \quad (4.16)$$

где ε — относительная продолжительность включения, а $t_{\text{п}}$ — время паузы, можно определить коэффициент загрузки двигателя в зависимости от числа включений:

$$k_3 = \sqrt{1 - \frac{(k_i^2 - 1) \cdot z \cdot t_1}{3600\varepsilon - z \cdot t_1}}, \quad (4.17)$$

где z — число включений в час.

Пример. Расчет мощности электродвигателя насоса

Для водоснабжения хозяйственного объекта необходимо произвести выбор насоса и электрического двигателя к нему, если известно:

- суточное потребление воды потребителями $Q_{\text{с}} = 67,7 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- водоисточник — скважина глубиной бурения $H_{\text{ск}} = 117 \text{ м}$, высота водяного столба в скважине $H_{\text{вс}} = 10 \text{ м}$;
- дебет скважины 3 л/с ;
- средний диаметр обсадочных труб $d_{\text{т}} = 200 \text{ мм}$;
- на объекте установлена башня Рожновского с объемом бака $V = 30 \text{ м}^3$;
- диаметр верхней части бака $D_6 = 2,5 \text{ м}$;

- высота регулируемого объема бака $h_p = 0,5$ м;
- максимальная отметка воды в баке над нулевой отметкой скважины $H_6 = +18$ м;
- расстояние от скважины к башне $\ell = 200$ м;
- скорость движения воды в водоводе из чугунных труб $v = 1$ м/с;
- суммарные потери напора в местных сопротивлениях $\sum \beta = 3,5$ м;
- диаметр трубопровода $d = 0,06$ м.

Решение

Насос выбираем, исходя из следующих условий:

$$H_n \geq H_{\text{расч}}, \quad Q_n \geq Q_{\text{max ч}},$$

где H_n — напор, создаваемый насосом, м; $H_{\text{расч}}$ — расчетный напор, м; Q_n — производительность насоса, м³/ч; $Q_{\text{max ч}}$ — максимальный часовой расход воды на объекте, м³/ч.

Максимальный часовой расход воды:

$$Q_{\text{max ч}} = \frac{K_c \cdot K_{\text{ч}} \cdot Q_c}{24\eta} = \frac{1,3 \cdot 2,5 \cdot 67,7}{24 \cdot 0,9} = 10,08 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где K_c — коэффициент суточной неравномерности расхода воды; $K_c = 1,3$; $K_{\text{ч}}$ — коэффициент часовой неравномерности расхода воды ($K_{\text{ч}} = 2,0$ для коммунального сектора; $K_{\text{ч}} = 2,5$ для ферм с автопоением; $K_{\text{ч}} = 4,5$ для ферм без автопоения); Q_c — суточное потребление воды, м³/сут; η — КПД насосной установки, учитывающий потерю воды от насоса до потребителя; $\eta = 0,9$.

Расчетный напор найдем по формуле

$$H_{\text{расч}} = H_{\text{г}} + H_{\text{п}} + H_{\text{с}}.$$

Здесь $H_{\text{г}}$ — геодезический напор, т. е. высота подъема воды от нижнего до верхнего уровня, м:

$$H_{\text{г}} = H_{\text{ск}} - H_{\text{вс}} + H_6 = 117 - 10 + 18 = 125 \text{ м},$$

где $H_{\text{ск}}$ — глубина скважины; $H_{\text{ск}} = 117$ м; $H_{\text{вс}}$ — высота водяного столба в скважине; $H_{\text{вс}} = 10$ м; H_6 — высота башни; $H_6 = 18$ м;

$H_{\text{п}}$ — потери напора во всасывающем и напорном трубопроводах, м:

$$H_{\pi} = \frac{v^2}{2g} \cdot \left(\alpha \cdot \frac{L}{d} + \sum \beta \right) = \frac{1^2}{2 \cdot 9,81} \cdot \left(0,02 \cdot \frac{307}{0,06} + 3,5 \right) = 5,4 \text{ м},$$

где v — скорость движения воды; $v=1$ м/с; g — ускорение свободного падения; $g=9,81$ м/с²; α — коэффициент сопротивления, зависящий от скорости движения воды и материала труб (для труб из чугуна $\alpha=0,02$; из бетона $\alpha=0,022$; из асбоцемента $\alpha=0,025$);

L — длина трубопровода, м:

$$L = H_{\text{ск}} - H_{\text{вс}} + \ell = 117 - 10 + 200 = 307 \text{ м};$$

$H_{\text{с}}$ — свободный напор, м; у водоразборных колонок, при выходе воды из водопроводов $H_{\text{с}}=10$ м.

Получаем, что расчетный напор равен

$$H_{\text{расч}} = H_{\text{г}} + H_{\pi} + H_{\text{с}} = 125 + 5,4 + 10 = 140,4 \text{ м}.$$

По расчетному напору и производительности, исходя из вышеуказанных условий, выбираем насос: тип ЭЦВ6-10-185; производительность $Q_{\text{н}}=12$ м³/ч ($Q_{\text{макс ч}}=10,08$ м³/ч); напор $H_{\text{н}}=155$ м ($H_{\text{расч}}=140,4$ м); КПД насоса $\eta_{\text{н}}=0,6$; частота вращения насоса $n_{\text{н}}=2850$ мин⁻¹.

Потребная мощность насоса:

$$P_{\pi} = \frac{K_{\text{зап}} \cdot Q_{\text{макс ч}} \cdot H_{\text{расч}} \cdot \gamma}{3600 \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{н}} \cdot 10^3} = \frac{1,2 \cdot 10,08 \cdot 140,4 \cdot 9810}{3600 \cdot 1 \cdot 0,6 \cdot 10^3} = 7,76 \text{ кВт},$$

где $K_{\text{зап}}$ — коэффициент запаса; $K_{\text{зап}}=1,1\dots1,3$; γ — удельный вес воды, Н/м³; $\eta_{\text{п}}$ — КПД передачи (для прямой передачи $\eta_{\text{п}}=1$, зубчатой $\eta_{\text{п}}=0,97$, плоскоременной $\eta_{\text{п}}=0,95$); $\eta_{\text{н}}$ — КПД насоса (для центробежных насосов $\eta_{\text{н}}=0,4\dots0,8$; для вихревых $\eta_{\text{н}}=0,25\dots0,5$).

На выбор двигателя насосной установки влияет режим ее работы, который характеризуется продолжительностью включения ПВ:

$$\text{ПВ} = \frac{t_{\text{раб}}}{t_{\text{раб}} + t_{\text{п}}} \cdot 100\% = \frac{1,28}{1,28 + 0,24} \cdot 100\% = 84,2\%,$$

где $t_{\text{раб}}$ — время работы насосной установки, ч; $t_{\text{п}}$ — время паузы насосной установки, ч.

Время работы насосной установки:

$$t_{\text{раб}} = \frac{V_p}{Q_n - Q_{\text{max ч}}} = \frac{2,45}{12 - 10,08} = 1,28 \text{ ч},$$

где V_p — регулируемый объем бака, м³;

$$V_p = \frac{\pi \cdot D_6^2}{4} \cdot h_p = \frac{3,14 \cdot 2,5^2}{4} \cdot 0,5 = 2,45 \text{ м}^3.$$

Время паузы насосной установки:

$$t_{\text{п}} = V_p / Q_{\text{max ч}} = 2,45 / 10,08 = 0,24 \text{ ч}.$$

Из длительности включения насосной установки следует, что режим работы ее *продолжительный*.

Выбор электрического двигателя для привода насоса осуществляем, исходя из условий:

1) по климатическому исполнению и категории размещения — У5;

2) по способу защиты от окружающей среды — IP68;

3) по конструктивному исполнению и способу монтажа — IM1081;

4) по модификации — погружной двигатель;

5) по частоте вращения — $n_{\text{нд}} > n_{\text{нас}}$;

6) по роду тока и напряжения — $\sim I$, $U_n = 380/220 \text{ В}$;

7) по мощности — $P_d \geq P_n$, $8 > 7,7$.

Выбираем двигатель ПЭДВ 8-140: $P_n = 8 \text{ кВт}$; $n_n = 2850 \text{ мин}^{-1}$; $I_n = 18,3 \text{ А}$; $U_n = 380/220 \text{ В}$; $\eta = 80\%$; $\cos \varphi_n = 0,83$; $K_i = 6$; $m_n = 1$; $m_k = 2$; масса 70 кг.

Проверка двигателя по условию пуска и перегрузочной способности в данном случае не требуется.

Увеличение доли открытого способа добычи полезных ископаемых является одним из основных направлений развития горнодобывающей промышленности. Открытый способ обеспечивает ввод в более короткие сроки новых мощностей, ведение добычных работ в период строительства, высокий уровень производительности труда и относительно низкую себестоимость добытого ископаемого.

Существенное влияние на трудоемкость добычи и себестоимость полезных ископаемых, добываемых открытым способом, оказывают буровзрывные работы. Эффективность бурения взрывных скважин оказывает влияние на себестоимость продукции, так как буровые работы составляют 30...35% общих затрат при добыче полезных ископаемых [31].

Основными машинами, обеспечивающими комплексную механизацию земляных работ в строительстве, на добыче полезных ископаемых и в сельском хозяйстве, являются экскаваторы. Экскаваторы относятся к землеройным машинам и предназначены для копания и перемещения грунта.

5.1. ЭЛЕКТРОПРИВОД БУРОВЫХ УСТАНОВОК

5.1.1. Общие сведения

Для бурения взрывных скважин на карьерах создаются высокопроизводительные буровые установки. К ним относятся станки шарошечного бурения, которые выпол-

няют основной объем бурения на карьерах. Широкое применение в горнодобывающей промышленности получил станок буровой шарошечный СБШ-250МНА-32, предназначенный для бурения вертикальных и наклонных (15° и 30° к вертикали) взрывных скважин при добыче полезных ископаемых открытым способом и других буровзрывных работ [32].

Параметры станка СБШ-250МНА-32:

- коэффициент крепости буримых пород по шкале Протодьяконова $8...20$;
- передаточное число редуктора $i = 11,29$;
- момент инерции, приведенный к валу двигателя:
а) муфты шинно-зубчатой $J_{\text{прм}} = 0,31 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; б) штанги буровой в сборе $J_{\text{прш}} = 10,115 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
- масса муфты шинно-зубчатой $m_{\text{м}} = 28 \text{ кг}$;
- масса штанги буровой в сборе $m_{\text{ш}} = 1063 \text{ кг}$;
- КПД редуктора $\eta_{\text{р}} = 0,85$;
- частота вращения долота $0,16...2,5 \text{ об/с}$;
- осевое усилие не более 300 кН ;
- диаметр долота $244,5; 269,9 \text{ мм}$;
- диаметр штанги 203 мм ;
- длина штанги $L = 8 \text{ м}$;
- глубина скважины не более 32 м ;
- верхний предел усилия подачи не менее 300 кН ;
- скорость подачи при бурении $0...60 \text{ м/ч}$;
- ход подачи 8 м ;
- скорость подъема бурового снаряда $V_{\text{п}} = 5 \text{ м/мин}$;
- скорость спуска бурового снаряда $V_{\text{с}} = 8 \text{ м/мин}$;
- масса станка 75 т .

Преимущественные области применения станка — крепкие и очень крепкие породы третьей и второй категорий с коэффициентом крепости от 8 до 20 по шкале Протодьяконова. Станок является самоходной маневренной буровой установкой на гусеничном ходу с приводом вращения бурового става от электродвигателя, с гидравлической подачей на забой.

Принципиальное устройство станка шарошечного бурения СБШ-250МНА-32 показано на рисунке 5.1. Машинное отделение 5 является основной несущей частью

станка и предназначено для размещения и монтажа в нем основного оборудования. Передняя часть машинного отделения имеет П-образную конструкцию, на консолях которой устанавливается кабина машиниста 1 и емкость для воды.

В средней части машинного отделения размещены узлы гидро- и электропривода, а в задней части — компрессорная установка. В машинном отделении размещены маслостанция и насос для орошения скважины. Станок имеет винтовой компрессор для интенсивной продувки скважины.

С наружной боковой стороны машинного отделения размещаются трап и входная дверь, для прохода в кабину имеется проем с дверью. Двери снабжены внутренними замками. Дверные проемы герметизированы резиновыми уплотнениями. Для монтажа и демонтажа оборудования в средней части крыши машинного отделения имеются два люка. Компрессорное отделение имеет две боковые двери и съемный люк крыши.

Мачта 3 представляет собой сварную пространственную ферму, закрепленную на опорах 2 в передней части машинного отделения. Подъем мачты в рабочее положение (вертикальное и под углом 15° и 30°) осуществляется с помощью двух гидроцилиндров 4. При работе станок горизонтируется тремя гидродомкратами 6.

С помощью механизмов, смонтированных в мачте, выполняются все операции процесса бурения: вращение бурового инструмента, создание осевого усилия на инструмент, спуск и подъем бурового инструмента, сборка

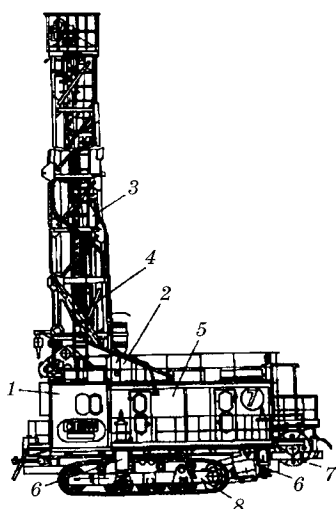


Рис. 5.1
Буровой станок
СВШ-250МНА-32:

1 — кабина машиниста; 2 — опоры мачты; 3 — мачта; 4 — гидроцилиндры; 5 — машинное отделение; 6 — гидродомкраты; 7 — кабельный барабан; 8 — гусеничный ход.

и разборка бурового става, подвод воздушно-водяной смеси к забою скважины.

Механизм подачи предназначен для сообщения головке бурового снаряда возвратно-поступательного движения по направляющим мачты и передачи осевого усилия на забой. Осевое усилие на забой создается двумя цилиндрами подачи через четырехкратную канатную полиспадную систему и систему блоков.

Питание электропривода станка осуществляется от карьерного трансформатора по двум кабелям, подключаемым к кабельному вводу. Для автоматической намотки и размотки питающих кабелей служит кабельный барабан 7.

Гусеничный ход 8 предназначен для передвижения и маневрирования станка. Ход состоит из гусеничных тележек, соединенных осями, двух редукторов с электродвигателями и тормозами. Каждая тележка имеет свой индивидуальный привод от электродвигателя через редуктор на приводную звездочку. Управление ходом станка осуществляется с выносного пульта управления.

Кинематическая схема вращателя бурового станка

Вращатель бурового станка СБШ-250МНА-32 служит для вращения бурового става и передачи ему осевого усилия. Кинематическая схема вращателя бурового станка СБШ-250МНА-32 приведена на рисунке 5.2.

Электродвигатель 1 через муфту 2 и двухступенчатый редуктор, включающий две пары зубчатых передач 4–3 и 6–5, смонтированных на вертикальных валах, вращает выходной вал 7 редуктора. От выходного вала вращение получает шинно-зубчатая муфта 8, служащая для предохранения электродвигателя и редуктора от толчков и вибрации. Через опорный узел 9 на вращающийся буровой став 10 передается усилие от вращателя.

Шинно-зубчатая муфта, показанная на рисунке 5.3, передает крутящий момент от редуктора на опорный узел и предохраняет редуктор с электродвигателем от толчков и вибраций, которые возникают при бурении.

Крутящий момент от редуктора через шлицевое соединение передается полумуфте 7, соединенной болтами 2

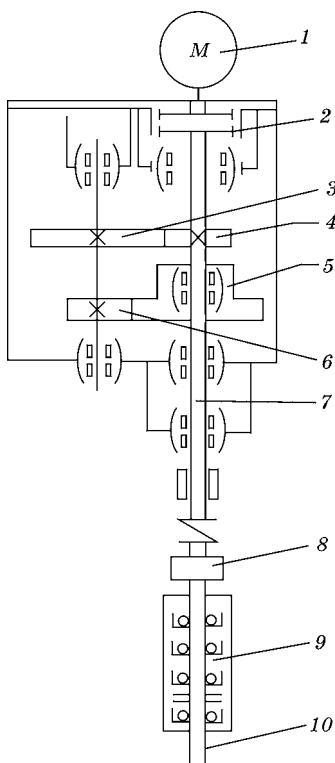


Рис. 5.2

Кинематическая схема механизма вращателя бурового станка СВШ-250МНА-32:

1 — электродвигатель; 2 — муфта; 4-3, 6-5 — две пары зубчатых передач; 7 — выходной вал; 8 — шинно-зубчатая муфта; 9 — опорный узел; 10 — буровой ствол.

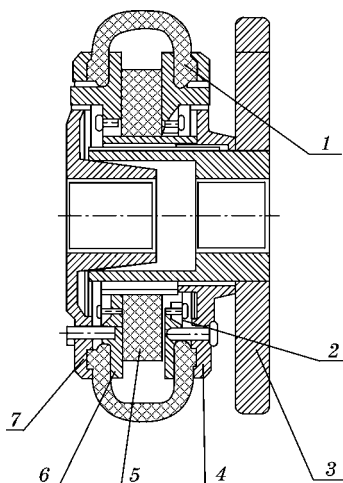


Рис. 5.3

Муфта шинно-зубчатая:

1 — оболочка; 2 — болты; 3, 7 — полу-муфты; 4 — зубчатая полумуфта; 5 — прокладка; 6 — полукольцо.

с полукольцами 6, от которых этот момент поступает на высокоэластичную оболочку 1, передающую крутящий момент зубчатой полумуфте 4. Полумуфта представляет собой сварную конструкцию и состоит из шлицевой полумуфты и трубы для установки прокладки 5, являющейся амортизатором и ограничителем при сжатии полумуфт. Зубчатая полумуфта 4 передает крутящий момент полумуфте 3, представляющей собой сварную конструкцию, состоящую из шлицевой полумуфты и стопорного кольца с пазами для захода стопора. Полумуфта жестко соединяется со шпинделем опорного узла по внутренним шлицам и имеет возможность продольного перемещения по наружным шлицам вдоль полумуфты 4 [32].

5.1.2. Технологический цикл работы бурового станка

Процесс работы станка на карьере заключается в проведении следующих технологических операций:

- 1) передвижение станка от скважины к скважине;
- 2) горизонтирование станка;
- 3) подъем мачты;
- 4) бурение скважин;
- 5) наращивание бурового става;
- 6) развинчивание бурового става.

Привод вращателя участвует в последних трех операциях. Перед бурением скважины необходимо навинтить долото на буровую штангу, а после бурения — отвинтить долото.

При всех операциях навинчивания и отвинчивания скорость вращения выходного вала буровой головки, включающей в себя электродвигатель, редуктор и шинно-зубчатую муфту, составляет примерно 10 об/мин (минимальная частота вращения бурового става).

При пуске двигателя вращателя перед бурением скорость вращения бурового става должна составлять примерно 75 об/мин во избежание сильного удара долота о породу. После забуривания машинист устанавливает необходимую частоту вращения бурового става. Рекомендации по выбору частоты в зависимости от диаметра долота и крепости породы приведены в таблице 5.1 [32].

При бурении шарошечными долотами удары по забою наносят зубья шарошек, перекатывающих по забою. Под действием осевого усилия в несколько сотен

Таблица 5.1

Нагрузка на долото в зависимости от диаметра долота

Диаметр долота, мм	Нагрузка на долото, кН		Частота вращения долота, об/с	
	марка долота		марка долота	
	М, Т	ТЗ, ТКЗ, К, ОК	М, Т	ТЗ, ТКЗ, К, ОК
161	100...130	130...150	2,5...1,67	2...1
215,3	140...180	160...200	2,5...1,67	2...1
244,5	180...220	180...250	2,5...1,67	2...1
269,9	220...270	250...300	2,5...1,67	2...1
320	300...350	350...500	2,5...1,67	2...1

килоньютонов зубья внедряются в породу и производят ее разрушение. Вид шарошечного долота представлен на рисунке 5.4.

Примечание. В зависимости от назначения (типа буримых пород) наружные рабочие поверхности шарошек (вооружение) имеют зубья различной формы и размеров. Это отражается в обозначении долота следующими буквами: М — для мягких пород; МС — для мягких пород с прослойками пород средней твердости; МЗ — для мягких абразивных пород; МЗС — для мягких абразивных пород с прослойками средней твердости; С — для пород средней твердости; СТ — для пород средней твердости с прослойками твердых; СЗ — для абразивных пород средней твердости; Т — для твердых пород; ТЗ — для твердых абразивных пород; ТК — для твердых пород с прослойками крепких; К — для крепких пород; ОК — для очень крепких пород.

Шарошечное долото (рис. 5.4) состоит из трех главных частей: самих шарошек, подшипников и тела долота

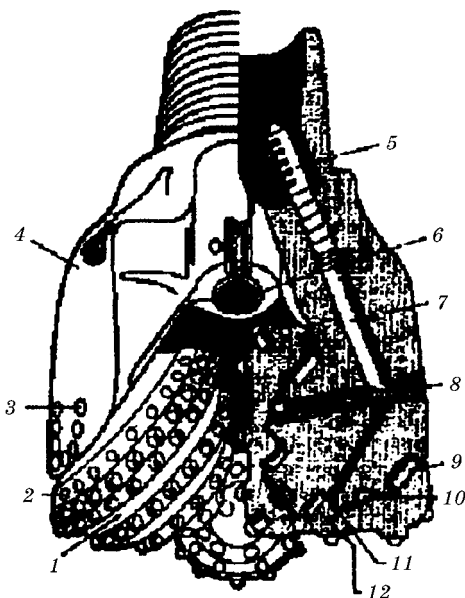


Рис. 5.4

Шарошечное долото:

1 — шарошка; 2 — калибровочные защитные зубки; 3 — боковые защитные зубки; 4 — лапа; 5 — защитная трубка; 6 — насадка; 7 — продувочный канал в лапе; 8 — шарошечный замок; 9 — роликовый подшипник; 10 — шариковый подшипник; 11 — осевой подшипник; 12 — концевой роликовый подшипник.

(или лап). Все шарошки снабжены специальными зубками, расположенными рядами в разном количестве и через разные интервалы, в зависимости от характера буримых горных пород.

Зубки, как правило, изготовлены из твердых сплавов. Однако для очень мягких пород возможно применение и фрезерованных зубьев, образованных из тела самой шарошки.

Чтобы достичь максимальной производительности и стойкости долота, дизайн инструмента должен быть адаптирован к горным породам, для бурения которых он предназначен.

Типичное шарошечное долото для мягких пород вооружено длинными широко расставленными зубками заостренной формы. Такие долота по своему дизайну предназначены, главным образом, для скалывания породы в зоне контакта с последующим дроблением и размалыванием.

Типичное шарошечное долото для твердых горных пород вооружено короткими близко расположенными друг к другу зубками сферической формы. Такие долота предполагают разрушение пород только за счет энергии удара. За счет сферической формы зубков скалывающий эффект сведен к минимуму, что способствует малому износу зубков. Долота этого типа используются с применением большой осевой нагрузки на буровой став. По этой причине подшипниковый узел разработан с таким расчетом, чтобы он мог выдержать повышенные осевые нагрузки [33].

Для эффективной работы шарошечных долот необходима интенсивная очистка скважины и охлаждение долота, что обычно достигается при бурении скважин станками шарошечного бурения, на которых очистка скважины осуществляется сжатым воздухом или воздушно-водяной смесью.

Большое значение при шарошечном бурении имеет стойкость долот, так как затраты на инструмент в этом случае являются преобладающими в затратах на бурение.

После пробуривания скважины на глубину первой штанги и при необходимости дальнейшего бурения нужно произвести наращивание бурового става. Для этого буровая головка отвинчивается от первой штанги, а затем она поднимается в крайнее верхнее положение, где происходит ее свинчивание с верхней частью второй штанги. После этого нижняя часть второй штанги свинчивается с верхней частью первой буровой штанги. Буровой став, состоящий из двух штанг, готов к последующему бурению.

Процесс бурения буровым ставом, состоящим из двух, трех или четырех штанг, аналогичен бурению одной штангой. Также аналогичен процесс наращивания бурового става. После пробуривания скважины на заданную глубину выполняется процесс развинчивания бурового става. Для этого буровой став поднимается в крайнее верхнее положение, и происходит отвинчивание четвертой штанги от третьей буровой штанги. Далее головка бурового снаряда отвинчивается от четвертой штанги. После того как четвертая штанга прячется в сепаратор, буровая головка привинчивается к третьей штанге. Процесс отвинчивания третьей и второй штанг аналогичен описанному выше. После окончания развинчивания бурового става при необходимости отвинчивается долото.

Интенсивность бурения взрывных скважин определяется технической скоростью бурения, которая зависит: 1) от свойства породы разрушаться под воздействием бурового инструмента (основной фактор); 2) от вида и формы бурового инструмента, способа, усилия и скорости его воздействия на забой скважины; 3) от диаметра скважины и в ряде случаев от ее глубины; 4) от способа, скорости и тщательности удаления из забоя буровой мелочи.

Важнейшие свойства горных пород, характеризующие их сопротивляемость разрушению при бурении, — это контактная прочность, характеризующая сопротивляемость горных пород внедрению инструмента в породу; абразивность, определяющая интенсивность изнашивания долот и их стойкость; предел прочности на сжатие; хрупко-пластические свойства.

Для сопоставления пород по буримости (механическим способом) принят *относительный показатель трудности бурения породы* P_6 (по В. В. Ржевскому), в соответствии с которым горные породы по буримости делятся на пять классов, в каждый из которых входит пять категорий: I класс — легкобуримые ($P_6=1...5$); II класс — средней буримости ($P_6=5,1...10$); III класс — труднобуримые ($P_6=10,1...15$); IV класс — весьма труднобуримые ($P_6=15,1...20$); V класс — исключительно труднобуримые ($P_6=20,1...25$). Породы с показателями $P_6 > 25$ относятся к внекатегорийным.

Относительную сопротивляемость различных горных пород разрушению при бурении характеризуют ее крепостью [34]. Наиболее широко применяется классификация горных пород проф. М. М. Протодяконова (табл. 5.2). Коэффициент крепости горных пород по шкале Протодяконова $f_{кр}$ — это относительный показатель, приближенно характеризующий сопротивляемость пород разрушению (при резании, бурении, взрывании и других процессах).

При расчете мощности электропривода вращателя приходится обращаться к контактной прочности горных пород (табл. 5.3).

Таблица 5.2

Классификация горных пород

Категория	Степень крепости	Горные породы	$f_{кр}$
I	В высшей степени крепкие	Наиболее крепкие, плотные и вязкие кварциты и базальты. Исключительные по крепости другие породы	20
II	Очень крепкие	Очень крепкие гранитные породы. Кварцевый порфир, очень крепкий гранит, кремнистый сланец. Менее крепкие, нежели указанные выше, кварциты. Самые крепкие песчаники и известняки	15
III	Крепкие	Гранит (плотный) и гранитные породы. Очень крепкие песчаники и известняки. Кварцевые рудные жилы. Крепкий конгломерат. Очень крепкие железные руды	10
IIIa	То же	Известняки (крепкие). Некрепкий гранит. Крепкие песчаники. Крепкий мрамор. Доломит. Колчеданы	8

Продолжение табл. 5.2

Категория	Степень крепости	Горные породы	$f_{кр}$
IV	Довольно крепкие	Обыкновенный песчаник. Железные руды	6
IVa	То же	Песчанистые сланцы. Сланцевые песчаники	5
V	Средние	Крепкий, глинистый сланец. Некрепкий песчаник и известняк. Мягкий конгломерат	4
Va	То же	Разнообразные сланцы (некрепкие). Плотный мергель	3
VI	Довольно мягкие	Мягкий сланец. Очень мягкий известняк, мел, каменная соль, гипс. Разрушенный песчаник, цементированная галька и хряц, каменистый грунт	2
VIa	То же	Щебенистый грунт. Разрушенный сланец, слежавшийся сланец, слежавшаяся галька и щебень, крепкий каменный уголь. Отвердевшая галька	2
VII	Мягкие	Глина (плотная). Мягкий каменный уголь. Крепкий нанос, глинистый грунт	1
VIIa	То же	Легкая песчаная глина, лёсс, гравий	0,8
VIII	Землистые	Растительная земля, торф, легкий суглинок, сырой песок	0,6
IX	Сыпучие	Песок, осыпи, мелкий гравий, насыпная земля, добытый уголь	0,5
X	Плывучие	Плывуны, болотистый грунт, разжиженный лёсс и другие разжиженные грунты	0,3

Таблица 5.3

Контактная прочность горных пород

Категория пород	Характеристика пород по контактной прочности	$K_{нар}, \%$	Классы пород	$P_k, \text{МН/м}^2$
I	Слабые	33	1	< 300
			2	300...400
II	Ниже средней крепости	28	3	400...500
			4	500...650
III	Средней крепости	25	5	650...900
			6	900...1250
IV	Крепкие	22	7	1250...1750
			8	1750...2450
V	Очень крепкие	19	9	2450...3400
			10	3400...4500
VI	Крепчайшие	16	11	4500...5650
			12	> 5650

5.1.3. Требования к электроприводу вращателя

Для обеспечения заданного технологического цикла работы механизма вращателя электропривод (ЭП) станка должен обеспечивать возможность реверса двигателя вращателя, а также регулирование скорости вращения бурового става, необходимое для подбора оптимальных параметров процесса бурения и вспомогательных операций (наращивание и развинчивание бурового става). Реверс двигателя вращателя осуществляется контактным переключением полярности тока в обмотке возбуждения двигателя. Электропривод должен иметь высокие экономические и малые массогабаритные показатели.

При проектировании ЭП вращателя бурового станка следует учитывать тяжелые условия его работы: сильную запыленность, вибрации, возможность резкого изменения момента нагрузки при бурении некоторых видов пород.

В настоящее время ЭП вращателя станка СБШ-250МНА-32 осуществляется двигателем постоянного тока с глубоким регулированием скорости и выполнен по системе «тиристорный преобразователь — двигатель с импульсно-фазовым регулированием» (ТП-Д). Двигатель может работать также на повышенных скоростях в зоне ослабленного поля двигателя с автоматически зависящим регулированием тока в цепи обмотки возбуждения для полного использования мощности привода. В качестве тиристорного преобразователя используется преобразовательный агрегат электропривода вращателя бурового станка серии ПЭВ2-300/460 производства компании «Объединенная энергия».

Важным достоинством системы ТП-Д является ее высокий КПД. Потери энергии в тиристорах при протекании номинального тока составляют 1...2% номинальной мощности привода. Недостатками тиристорного преобразователя являются изменяющееся в широких пределах значение $\cos \varphi$ и значительные искажения формы потребляемого из сети тока. Для повышения коэффициента мощности применяют регулируемые фильтрокомпенсирующие устройства. Однако введение этих устройств ухудшает в 1,5...2 раза массогабаритные показатели системы

ТП-Д и увеличивает ее стоимость. Часто функционирование привода нарушается из-за некорректной работы коллекторно-щеточного узла, что требует повышенного внимания обслуживающего персонала и повышенных эксплуатационных затрат. Наличие коллектора накладывает дополнительные ограничения на величину токов двигателя, в частности пусковых. Вследствие этого ограничивается максимальный момент двигателя.

Большей надежностью обладают приводы переменного тока. Требованиям низкой стоимости и высокой надежности отвечает асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором.

Возможности регулирования, аналогичные возможностям изменения напряжения на якоре двигателя постоянного тока независимого возбуждения, в асинхронном обеспечиваются путем изменения частоты напряжения и тока статорной обмотки. Для реализации этих возможностей необходимо осуществлять питание статорной обмотки двигателя от управляемого преобразователя частоты (ПЧ). Регулирование частоты представляет собой технически более сложную задачу, чем регулирование выпрямленного напряжения, так как обычно требует дополнительных ступеней преобразования энергии.

Появление в последние годы полупроводниковых приборов с повышенными техническими характеристиками и цифровых систем управления привело к усовершенствованию частотно-регулируемого электропривода, в первую очередь на базе асинхронных электродвигателей, который признан перспективным на ближайшее время [35].

Целесообразной структурой преобразователя частоты является система «неуправляемый выпрямитель — автономный инвертор с широтно-импульсной модуляцией» (НВ-АИН с ШИМ). Она обеспечивает высокие энергетические и экономические показатели. При такой структуре формирование напряжения АД, близкое к синусоидальному (коэффициент гармонических искажений не превышает 1%), осуществляется путем изменения скважности прямоугольных импульсов высокой частоты на выходе инвертора в соответствии с синусоидальным законом.

5.2. КРИТЕРИИ ОПТИМИЗАЦИИ РЕЖИМОВ БУРЕНИЯ

Критерии оптимизации режимов бурения делятся на две группы: технико-экономические и физические. Из технико-экономических критериев наиболее представительными являются экономические затраты и производительность бурового станка. Их формируют более частные показатели — стойкость долота, мощность, скорость бурения, — лишь в редких производственных ситуациях имеющие самостоятельное значение. В настоящее время критерий приведенных удельных затрат соответствует постановке задач оптимизации в бурении и согласуется с основными положениями оценки экономической эффективности. При решении задачи управления работающим буровым станком, в частности при выборе режима бурения, капитальные затраты можно рассматривать неизменными. Тогда условие минимизации удельных приведенных затрат совпадает с требованием минимизации технологической себестоимости бурения. Несмотря на то, что экономическая эффективность (критерий S) подвержена значительным изменениям, связанным с техническим прогрессом, экономическая оценка является наиболее интегральной и надежной. Критерий S соответствует силовым режимам разрушения горных пород, а кроме того, он позволяет однозначно определять оптимальные параметры режима при заданных условиях бурения, ценах и нормативных показателях [36]:

$$S = \left(\frac{A}{\omega \cdot P_{\text{oc}}} + \frac{C_d \cdot P_{\text{к}}}{\theta} \right) \times \left[\frac{a_1 \cdot P_{\text{к}} \cdot \omega}{P_{\text{oc}}} + \frac{a_2 \cdot P_{\text{к}}^2}{P_{\text{oc}} \cdot (P_{\text{к}} + P_{\text{кmax}})} + (b_2 + b_4 \cdot \omega) \cdot P_{\text{oc}} \right] + A \cdot t_{\text{в}}, \quad (5.1)$$

где A — затраты на работу станка в единицу времени (машино-час, машино-секунда) без затрат на долота и электроэнергию, значение A является постоянным при заданных экономико-организационных условиях бурения станком определенного типа и учитывает большинство неуправляемых факторов; ω — частота вращения

долота, с^{-1} ; $P_{\text{ос}}$ — осевое усилие на долото, кН; $C_{\text{д}}$ — стоимость (цена) долота, руб.; $P_{\text{к}}$ — контактная прочность горной породы, МПа; θ — коэффициент, характеризующий зависимость интегрального показателя работоспособности долота данного типоразмера от $P_{\text{к}}$; для долот типа Т и ТК показатель $\theta \approx 686 \cdot 10^8$, для долот типа ОК $\theta = 1800 \cdot 10^8$; a_1 и a_2 — параметры, зависящие от типоразмера долота, численные значения этих параметров для ряда условий приведены в [36]; $P_{\text{кmax}}$ — максимальное значение контактной прочности буримой породы для используемого долота; b_2 и b_4 — параметры, зависящие от типоразмера долота, способ расчета этих параметров по экспериментальным данным приведен в [36]; $t_{\text{в}}$ — удельные цикловые потери времени на вспомогательные операции при бурении, с.

При известной величине контактной прочности горной породы оптимальные параметры режима бурения можно рассчитать по следующим формулам:

1) оптимальное значение угловой скорости долота

$$\omega_0 = k_{\pi} \cdot \sqrt{\frac{2A \cdot b_2 \cdot \theta \cdot \varepsilon_1}{C_{\text{д}} \cdot P_{\text{к}}}}, \quad (5.2)$$

где k_{π} — поправочный коэффициент;

2) оптимальное значение осевого усилия

$$P_0 = \sqrt{2a_1 \cdot k_{\pi} \cdot \sqrt{\frac{2A \cdot b_2 \cdot \theta \cdot \varepsilon_1}{C_{\text{д}} \cdot P_{\text{к}}}} + \frac{a_2 \cdot P_{\text{к}}^2}{b_2 \cdot (P_{\text{к}} + P_{\text{кmax}})}}, \quad (5.3)$$

где обозначено

$$\varepsilon_1 = \frac{\sqrt{a_2 \cdot b_2 \cdot (P_{\text{к}} + P_{\text{кmax}})}}{a_2 \cdot b_4 \cdot P_{\text{к}} + a_1 \cdot b_2 \cdot (P_{\text{к}} + P_{\text{кmax}})}. \quad (5.4)$$

Согласно этим выражениям в [36] построены зависимости оптимальных значений осевого усилия и угловой скорости долота от его диаметра в породах различной крепости и контактной прочности. Эти зависимости приведены на рисунке 5.5.

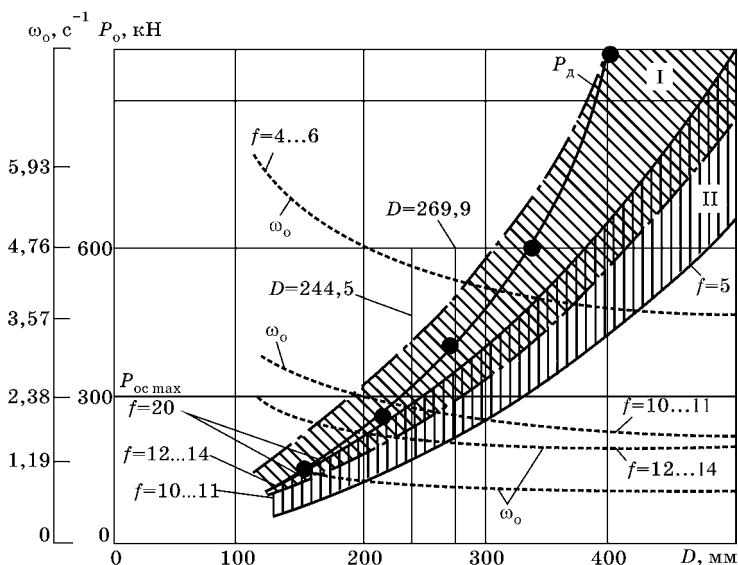


Рис. 5.5

Зависимости оптимальных значений осевого усилия и угловой скорости долота от его диаметра в породах различной крепости и контактной прочности:

I — зона долот с зубками, изготовленными из твердых сплавов; II — зона долот с фрезерованными зубьями.

На графиках оптимальных расчетных значений ω_0 и P_0 для наиболее типичных условий шарошечного бурения нанесено значение предельного осевого усилия $P_{\text{ос max}} = 300$ кН для станка СВШ-250МНА-32 и значения диаметров долот D , используемых на этом станке. Линия P_d соответствует максимально допустимым нагрузкам, установленным И. Э. Наринским для долот типа ОК. Графиком можно пользоваться как номограммой для ориентировочного определения целесообразных режимных параметров.

В соответствии с этими графиками построены зависимости оптимальной скорости вращения долота ω_0 и оптимальной осевой нагрузки P_0 от крепости буримой породы $f_{\text{кр}}$, приведенные при разном диаметре долота на рисунках 5.6 и 5.7.

Следует отметить, что существует однозначная зависимость между скоростью вращения бурового става и осевым

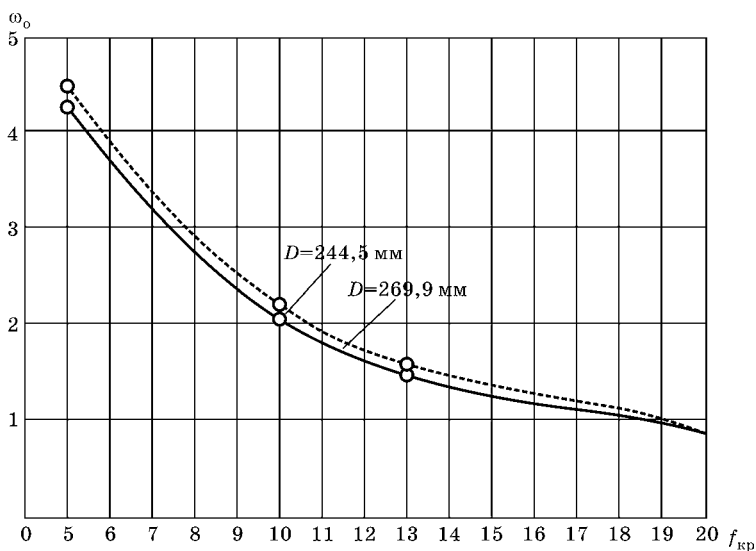


Рис. 5.6
Графики зависимости оптимальной скорости вращения долота от крепости бурильной породы

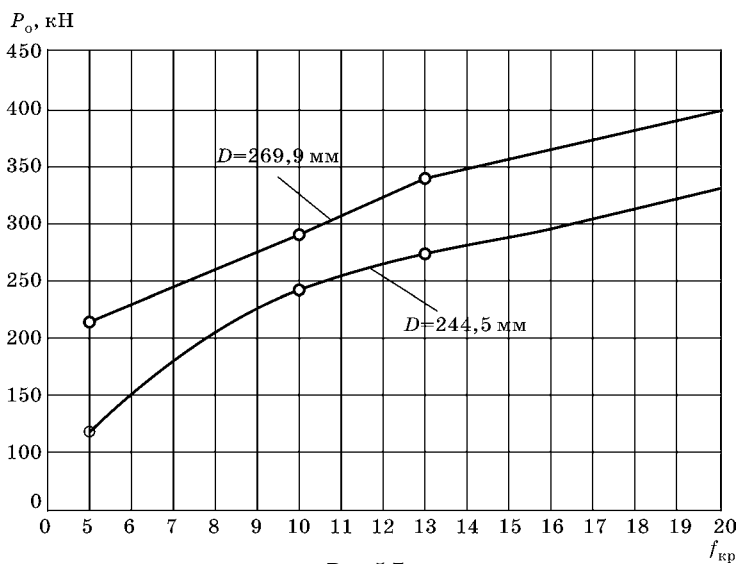


Рис. 5.7
Графики зависимости оптимальной осевой нагрузки от крепости бурильной породы

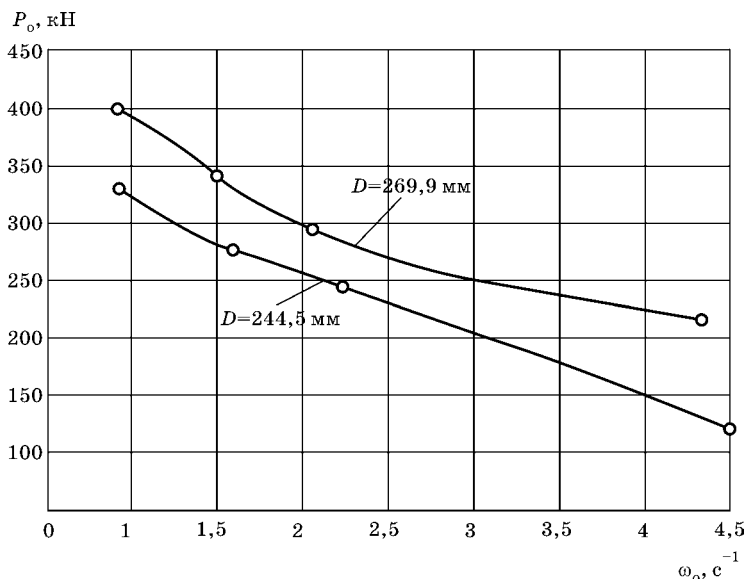


Рис. 5.8

Графики зависимости оптимальной осевой нагрузки от скорости вращения бурового става

усилием подачи при работе привода вращателя бурового станка в оптимальном режиме. Этой зависимости необходимо придерживаться как при регулировании скорости вращения бурового става, так и при изменении осевого усилия подачи. График этой зависимости приведен на рисунке 5.8.

5.3. РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОГО ЗНАЧЕНИЯ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДА ВРАЩАТЕЛЯ

Горные породы по глубине залегания и толщине их слоев изменяются случайным образом. Следовательно, при работе бурового станка параметры процесса бурения изменяются также случайно. В этих условиях известные методы выбора мощности электродвигателя вращателя, основанные на детерминированных функциях времени (нагрузочные диаграммы $M(t)$ и $N(t)$), являются малоэффективными и приближенными. Выбор оптимальных ре-

жимов бурения и их увязка с техническими параметрами буровых станков приобретает в связи с этим существенное значение. Шарошечные станки с ручным управлением работают в рациональном режиме 8...50% чистого времени бурения, так как управление вручную затруднительно из-за непрерывной случайной вариации свойств буриемых пород, и даже при использовании машинистом рациональных программ бурения при ручном регулировании отклонения параметров режима от оптимальных значений составляют 15...25%, при этом существенно ухудшаются технико-экономические показатели бурения. Выбор оптимальных параметров бурового оборудования и его адаптация к изменяющимся условиям возможны только на основе метода инженерной оптимизации, использования данных экспериментальных исследований и обобщения многолетней практики.

Исходя из вышеизложенного, мощность электродвигателя рабочего органа целесообразно выбирать с помощью вероятностно-статистических методов, учитывая при этом статистические закономерности изменения оптимальных параметров режима бурения от крепости или контактной прочности пород.

Применительно к вращателю станка СБШ-250МНА-32 рассмотрим методику расчета оптимальной установленной мощности электродвигателя привода. Напомним, что буровой шарошечный станок СБШ-250МНА-32 предназначен для бурения пород с коэффициентом крепости $f_{кр}=8...20$ по шкале Протодяконова (диапазон контактной прочности $P_k=1000...4500$ МПа).

По литологическим разрезам месторождения строят случайную функцию, отражающую зависимость контактной прочности пород от глубины их залегания и мощности слоя. Примерный график этой функции приведен на рисунке 5.9.

Выбирают шаг разбивки ΔP_k заданного диапазона изменения контактной прочности на равномерные интервалы:

$$\Delta P_k = \frac{P_{k \max} - P_{k \min}}{n} = \frac{4500 - 0}{9} = 500 \text{ МПа}, \quad (5.5)$$

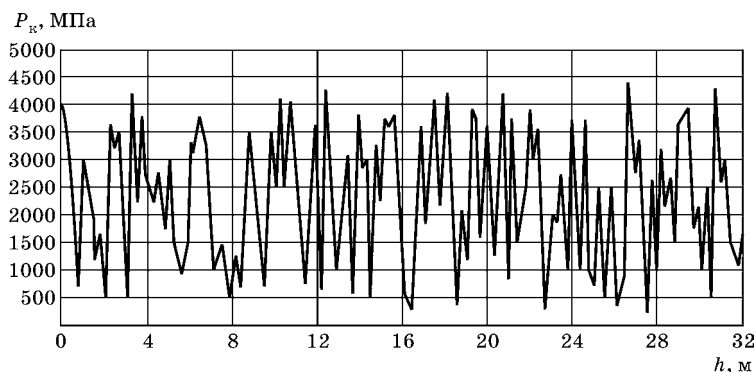


Рис. 5.9
Зависимость контактной прочности буримых пород от глубины их залегания

где n — число интервалов (принимаем $n=9$); $P_{k \max}$, $P_{k \min}$ — максимальное и минимальное значения величины контактной прочности.

Для каждого интервала определяются средние значения, через которые проводятся линии, параллельные оси абсцисс. Число пересечений этих линий с кривой $P_k(h)$ дает искомое значение частоты m для данного интервала. Пример полученных данных приведен в таблице 5.4.

Таблица 5.4

Результаты расчета

Интервалы P_k , МПа	Среднее значение $P_{k \text{ ср}}$, МПа	Число наблюдений m	Сумма произведений $\sum m P_{k \text{ ср}}$
0...500	250	5	1250
500...1000	750	18	13 500
1000...1500	1250	30	37 500
1500...2000	1750	34	59 500
2000...2500	2250	35	78 750
2500...3000	2750	36	99 000
3000...3500	3250	32	104 000
3500...4000	3750	24	90 000
4000...4500	4250	8	34 000
Сумма по столбцам	—	222	517 500

В [34] показано, что плотность распределения вероятности случайной величины контактной прочности описывается функцией Максвелла

$$f(P_K) = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \frac{P_K^2}{\alpha_{P_K}^3} \cdot e^{\frac{-P_K^2}{2\alpha_{P_K}^2}}, \quad (5.6)$$

где α_{P_K} — параметр распределения, который в соответствии с [37] рассчитывается по формуле

$$\alpha_{P_K} = 0,627 \bar{P}_K, \quad (5.7)$$

$$\alpha_{P_K} = 0,627 \cdot 2331,081 = 1460,889 \text{ МПа},$$

где \bar{P}_K — среднеарифметическое значение контактной прочности, определяемое путем деления суммы произведений $\sum m P_{K \text{ ср}}$ на сумму числа наблюдений m :

$$\bar{P}_K = \frac{\sum m P_{K \text{ ср}}}{\sum m}, \quad (5.8)$$

$$\bar{P}_K = \frac{517500}{222} = 2331,081 \text{ МПа}.$$

Для рассматриваемых условий зависимость оптимальной мощности, затрачиваемой на разрушение буримых пород, от контактной прочности, приведенная на рисунке 5.10, аппроксимируется уравнением прямой линии

$$N_o = N_{xx} + 0,037 P_K, \quad (5.9)$$

где N_{xx} — мощность холостого хода вращателя, кВт; 0,037 — удельная мощность на единицу контактной прочности, кВт/МПа [34].

Плотность вероятности мощности электропривода вращателя:

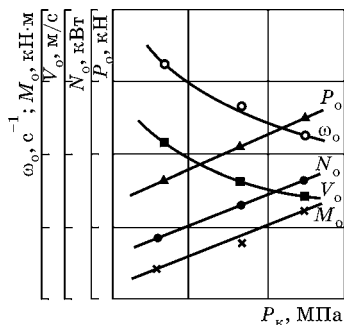


Рис. 5.10
Статистическая модель
оптимальных режимов бурения

$$f_1(N_o) = f(\psi(N_o)) \cdot |\psi'(N_o)|, \quad (5.10)$$

где

$$\psi(N_o) = P_k = \frac{N_o - N_{xx}}{0,037} \quad (5.11)$$

находится из уравнения (5.10), а производная ψ по N_o равна $\psi'(N_o) = 1/0,037$.

Подставив полученные значения $\psi(N_o)$ и $\psi'(N_o)$ в выражение (5.6) функции Максвелла $f(P_k)$, имеем

$$f_1(N_o) = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \frac{(N_o - N_{xx})^2}{\alpha_N^3} \cdot e^{-\frac{(N_o - N_{xx})^2}{2\alpha_N^2}}, \quad (5.12)$$

где α_N — параметр распределения, который рассчитывают по формуле

$$\alpha_N = 0,037 \alpha_{P_k}, \quad (5.13)$$

$$\alpha_N = 0,037 \cdot 1460,889 = 54,053 \text{ МПа}.$$

Математическое ожидание случайной величины мощности находится из выражения

$$M(N_o) = \int_0^{\infty} \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \frac{(N_o - N_{xx})^2}{\alpha_N^3} \cdot e^{-\frac{(N_o - N_{xx})^2}{2\alpha_N^2}} dN_o. \quad (5.14)$$

Тогда после интегрирования получим

$$M(N_o) = N_{xx} + 2\alpha_N \cdot \sqrt{\frac{2}{\pi}}, \quad (5.15)$$

$$M(N_o) = 14,1 + 2 \cdot 54,053 \cdot \sqrt{\frac{2}{\pi}} = 100,356 \text{ кВт}.$$

Дисперсия по мощности составит

$$D(N_o) = \left(3 - \frac{8}{\pi}\right) \cdot \alpha_N^2, \quad (5.16)$$

$$D(N_o) = \left(3 - \frac{8}{\pi}\right) \cdot 54,053^2 = 1325,059 \text{ кВт}^2.$$

Величина среднеквадратической мощности равна

$$N_{\text{ск}} = \sqrt{M^2(N_o) + D(N_o)}, \quad (5.17)$$

$$N_{\text{ск}} = \sqrt{100,356^2 + 1325,059} = 106,754 \text{ кВт.}$$

Полученное значение требуемой мощности электро-двигателя привода вращателя обеспечивает поддержание неизменной производительности при бурении. При использовании двигателя меньшей мощности необходимо снижать производительность станка при бурении более крепких пород.

Выбор электродвигателя привода вращателя осуществляется из условия, что номинальная мощность двигателя должна быть больше или равна среднеквадратической мощности:

$$P_{\text{н}} \geq N_{\text{ск}}.$$

В случае моделирования момента нагрузки, необходимого для вращения долота, его расчет проводят согласно рекомендациям, изложенной в [38]:

$$M_c = \frac{D^2}{6} \cdot \sigma_{\text{мн}} \cdot z_{\text{ш}} \cdot k_{\text{тр}} \cdot h \cdot 10^{-2}, \quad (5.18)$$

где D — диаметр долота; в расчетах примем $D=244,5$ мм; $\sigma_{\text{мн}}$ — средний приведенный предел прочности породы при разрушении механическим способом бурения; $z_{\text{ш}}$ — число шарошек на долоте ($z_{\text{ш}}=3$); $k_{\text{тр}}$ — коэффициент, учитывающий трение в подшипниках шарошек и бурового става о стенки скважины; исходя из [39], примем $k_{\text{тр}}=1,12$; h — глубина внедрения зуба шарошки в породу крепостью $f_{\text{кр}}$; h рассчитывается по формуле

$$h = \frac{1,5 \cdot 10^2 \cdot P_{\text{ос}}}{D \cdot f_{\text{кр}} \cdot \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \mu \right) \cdot k_3}, \quad (5.19)$$

где $P_{\text{ос}}$ — осевое усилие на долото, кН; α — угол заострения зуба шарошки; согласно [33] $\alpha=60^\circ$; μ — коэффициент трения металла шарошки о породу, $\mu=0,7$; k_3 — коэффициент затупления зуба шарошки, $k_3=1,2$.

Таким образом, выражение для расчета момента, необходимого для вращения бурового става и долота, примет вид

$$M_c = \frac{1,5P_{oc}}{f_{кр} \cdot \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \mu\right) \cdot k_3} \cdot \frac{D}{6} \cdot \sigma_{мн} \cdot z_{ш} \cdot k_{тр}. \quad (5.20)$$

Выражение (5.20) является основой для составления модели момента нагрузки, изменяющегося случайным образом в процессе бурения.

Расчет значения момента, необходимого для вращения бурового става и долота, приведенного к валу двигателя, проводят по формуле

$$M_{прс} = \frac{1,5P_{oc}}{f_{кр} \cdot \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \mu\right) \cdot k_3} \cdot \frac{D}{6} \cdot \sigma_{мн} \cdot z_{ш} \cdot k_{тр} \cdot \frac{1}{i} \cdot \frac{1}{\eta_p}. \quad (5.21)$$

Данными для расчета являются значение осевого усилия P_{oc} , значение коэффициента крепости породы по шкале Протодяконова $f_{кр}$ и значение среднего приведенного предела прочности породы при разрушении механическим способом бурения $\sigma_{мн}$. На рисунке 5.11 представлен примерный график изменения момента нагрузки при бурении во времени.

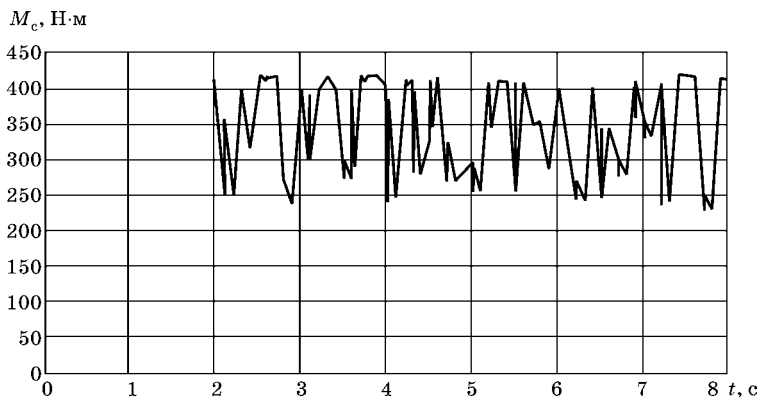


Рис. 5.11

График изменения момента нагрузки при бурении

Особенности механической части вращателя

Механическая часть электропривода (МЧЭП) представляет собой систему твердых тел, на движение которых наложены ограничения, определяемые механическими связями.

Параметры работы резинокордной оболочки шинно-зубчатой муфты:

- номинальный крутящий момент 12 260 Н·м;
- максимальный крутящий момент при кратковременном перегрузе 24 525 Н·м;
- допустимая частота вращения не более 2000 об/мин;
- допускаемое угловое смещение муфт не более $1^\circ 30'$.

При кручении моментом M_{\max} коэффициент угловой жесткости шинно-зубчатой муфты определяется по формуле

$$c_m = \frac{M_{\max}}{\varphi}, \quad (5.22)$$

где φ — угол поворота сечения в радианах.

Коэффициент угловой жесткости шинно-зубчатой муфты приводится к валу электродвигателя по формуле

$$c_{\text{прм}} = \frac{c_m}{i^2}, \quad (5.23)$$

где i — передаточное отношение от шинно-зубчатой муфты до вала электродвигателя.

Особенность механической части ЭП вращателя бурового станка заключается в том, что буровой став имеет изменяемую структуру и может включать в себя от одной до четырех штанг в зависимости от глубины бурения. Штанги внутри полые для прохождения воздушно-водяной смеси, используемой для очистки скважины и охлаждения долота.

Жесткость штанги при кручении находят из формулы [39]

$$c_{\text{ш}} = \frac{G \cdot J_{\text{п}}}{L}, \quad (5.24)$$

где L — длина штанги, м; G — модуль упругости при сдвиге (для стали $G = 8 \cdot 10^4$ МПа); $J_{\text{п}}$ — полярный момент инерции сечения штанги;

$$J_{\Pi} = \frac{\pi}{32} \cdot (D^4 - d^4), \quad (5.25)$$

где D — внешний диаметр штанги; d — внутренний диаметр штанги.

Коэффициент угловой жесткости штанги приведем к валу электродвигателя по формуле

$$c_{\text{прш}} = \frac{c_{\text{ш}}}{i^2}. \quad (5.26)$$

Особенности механической части вращателя проявляются при анализе динамических свойств электропривода вращателя.

5.4. ЭЛЕКТРОПРИВОДЫ ЭКСКАВАТОРА

5.4.1. Общие сведения

Все экскаваторы подразделяются на две большие группы: непрерывного действия — многоковшовые и периодического (циклического) действия — одноковшовые [5].

Принципиальное отличие машин, относящихся к каждой из этих групп, заключается в том, что экскаваторы непрерывного действия обе операции — копание грунта и его перемещение — производят одновременно, а экскаваторы циклического действия выполняют эти операции последовательно, прерывая копание на время перемещения грунта.

Экскаваторы типа ЭКГ представляют собой полноповоротные экскаваторы (Э), карьерные (К), гусеничные (Г), электрические со стандартным или удлиненным оборудованием, предназначенные для разработки и погрузки в транспортные средства или в самоходный дробильный агрегат на уровне своей или верхней установки полезных ископаемых или в отвал пород вскрыши на открытых горных работах во всех горнодобывающих отраслях промышленности, а также для выполнения больших объемов земляных работ в промышленном строительстве и сельском хозяйстве. Породы I и II категорий разрабатываются без предварительного рыхления с помощью буровзрывных

работ, породы III категории — с частичным, а IV и более категорий — с полным рыхлением.

Рабочий процесс (экскавация) одноковшового экскаватора состоит из отдельных циклов. В цикл работы экскаватора-лопаты входят следующие основные операции:

- 1) опускание ковша в забой;
- 2) копание, во время которого производится отделение грунта от массива с наполнением ковша и его подъемом вверх;
- 3) поворот платформы к месту разгрузки ковша;
- 4) открытие днища ковша и разгрузка;
- 5) возвращение в забой с закрыванием ковша.

Во время копания величина снимаемого слоя и заполнения ковша регулируется увеличением или снижением усилия напора, вследствие чего рукоять с ковшом подается в забой или выдвигается из него, изменяя величину заполнения ковша. После завершения одного цикла операции повторяются до тех пор, пока не будет полностью разработан слой грунта в зоне копания, что определяется полным выдвиганием рукояти. Затем экскаватор передвигается ближе к забою.

Продолжительность цикла работы при повороте на 90° для ЭКГ-10 составляет 26...29 с.

Для погрузки одного БелАЗа (грузоподъемностью 120 и 140 т) экскаватору в среднем требуется 5–7 циклов в зависимости от категории породы и от качества взрывных работ.

Карьерный одноковшовый экскаватор циклического действия является основным электрооборудованием в технологическом процессе добычи, от которого зависит производительность всего горно-обогатительного комбината.

По производительности экскаваторы подразделяются на три группы:

- 1) малой производительности
(емкость ковша 0,5...2 м³);
- 2) средней производительности
(емкость ковша 2,5...8 м³);
- 3) большой производительности
(емкость ковша выше 10 м³).

По кинематической схеме рабочего оборудования различают:

1) экскаватор-лопату, у которого ковш жестко сцеплен со стрелой. Экскаваторы-лопаты используются при разработке тяжелых грунтов и скальных пород;

2) экскаватор-драглайн, у которого ковш подвешен на канатах. Экскаваторы-драглайны работают на мягких грунтах.

По назначению и конструктивным особенностям одноковшовые экскаваторы подразделяют на:

1) универсальные с ковшом от 0,65 до 5 м³;

2) специальные, предназначенные для вскрышных работ и добычи полезных ископаемых открытым способом; эти экскаваторы включают в свой состав:

а) карьерные экскаваторы с ковшом емкостью 2...16 м³ при весе до 500 т;

б) специальные мощные вскрышные экскаваторы с удлиненным рабочим оборудованием с ковшом от 8...12 до 153 м³ при весе до 12 000 т;

в) специальные шагающие экскаваторы с ковшом от 3...4 до 168 м³ при длине стрелы до 100 м и весе до 12 500 т.

Экскаваторные механизмы подразделяются на главные и вспомогательные.

К главным рабочим исполнительным механизмам относятся механизмы, непосредственно участвующие в процессе экскавации: напорный механизм, подъемная лебедка, механизмы поворота и передвижения, а также двигатель открывания днища ковша.

Подъемный и напорный механизмы осуществляют копание (черпание), при котором подъемный механизм создает основное режущее усилие, а механизм напора внедряет ковш в породу и регулирует толщину снимаемой стружки.

Механизм поворота производит вращение платформы, перемещая ковш в забой и к месту выгрузки.

Вспомогательными механизмами являются компрессоры, вентиляторы, насосы и т. д.

Все современные отечественные экскаваторы с ковшом емкостью от 1,6 м³ и более имеют электрический привод

основных механизмов. В качестве примера в таблице 5.5 представлены технические характеристики карьерного экскаватора типа ЭКГ-10, а на рисунке 5.12 — общий вид экскаватора.

Электрооборудование одноковшовых экскаваторов работает в тяжелых условиях, которые определяются тряской и вибрацией, запыленностью воздуха, колебаниями температуры воздуха и значительными ускорениями поворотной

Таблица 5.5

Технические характеристики экскаватора ЭКГ-10

Параметр	Величина
Вместимость ковша, м ³	10
Длина стрелы, м	13,85
Длина рукояти, м	11,37
Наибольший радиус копания, м	18,4
Наибольшая высота копания, м	13,5
Наибольший радиус разгрузки, м	16,3
Высота разгрузки при наибольшем радиусе, м	5,7
Высота разгрузки при наибольшей высоте, м	15,4
Высота разгрузки, м (не более)	8,6
Радиус копания на уровне стоянки, м	12,6
Высота оси пяты стрелы, м	4,095
Радиус вращения хвостовой части поворотной платформы, м	7,7
Высота экскаватора без стрелы, м	14,6
Расстояние от оси вращения экскаватора до оси пяты стрелы, м	2,4
Просвет под поворотной платформой, м	2,76
Скорость подъема ковша, м/с	0,95
Скорость напора, м/с	0,45
Подъемное усилие, кН (не более)	981
Напорное усилие, кН (не более)	500
Скорость передвижения, км/ч	0,42
Частота вращения поворотной платформы, с ⁻¹	0,041
Число гусеничных тележек	2
Тяговое усилие гусениц, кН (не более)	1800
Давления на грунт, МПа (для нормальных гусениц)	0,216
Теоретическая продолжительность цикла, с	26 (29)
Конструктивная масса экскаватора, т (без противовеса)	350
Масса противовеса, т	45

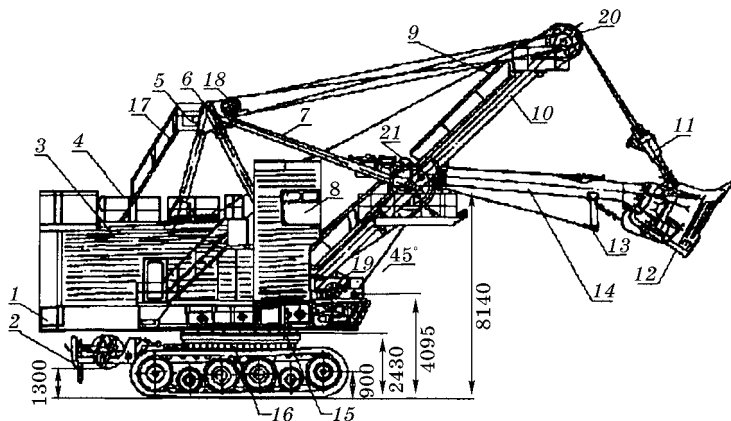


Рис. 5.12

Общий вид экскаватора ЭКГ-10:

1 — установка кабельного барабана; 2 — поворотная платформа; 3 — кузов; 4 — ограждение и лестницы кузова; 5 — установка вспомогательной лебедки; 6 — двуногая стойка; 7 — подвеска стрелы; 8 — кабина машиниста; 9 — лестницы и площадки на стреле; 10 — стрела; 11 — подвеска стрелы; 12 — ковш; 13 — механизм открывания днища ковша; 14 — рукоять; 15 — роликовый круг; 16 — ходовая тележка; 17 — лестница и площадка двуногой стойки; 18 — напорный полублок; 19 — барабаны напора и возврата; 20 — возвратный полублок; 21 — напорные блоки.

платформы. Поэтому электроприводы одноковшовых экскаваторов должны быть просты и надежны в эксплуатации.

Электроприводы главных механизмов экскаватора ЭКГ-10 построены по системе Г-Д с тиристорным возбуждением. Отличительной особенностью является применение генераторов серии 4ГПЭМ, которая позволяет максимально использовать быстродействие малоинерционной полупроводниковой системы управления и тиристорного возбудителя. Система Г-Д имеет высокую управляемость, хорошие статические и динамические характеристики, большую надежность и сравнительно простое обслуживание.

5.4.2. Общие требования, предъявляемые к электроприводу главных механизмов экскаватора

Электроприводы основных механизмов экскаватора работают в интенсивном повторно-кратковременном режиме, с большой частотой включений, при изменяющейся в широких пределах нагрузке на валу электродвигате-

ля (ЭД) в весьма тяжелых условиях тряски, ударов, вибраций, большой запыленности. Они содержат упругие механические связи, обусловленные ограниченной жесткостью канатов, рабочего оборудования и валов передач, а также имеют значительные зазоры в передачах и в сочленениях рабочего оборудования лопаты. Для получения максимальной производительности машины при минимальных нагрузках электрического и механического оборудования система электропривода должна обеспечить:

1) надежное ограничение момента и тока допустимым стопорным значением во всех режимах работы, т. е. обладать механической характеристикой экскаваторной формы (рис. 5.13). Форму экскаваторной характеристики часто оценивают коэффициентом отсечки $K_{отс} = M_{ст}/M_{отс}$. При этом рекомендуются сле-

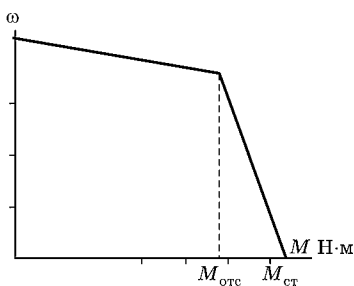


Рис. 5.13
Экскаваторная характеристика

дующие коэффициентом отсечки: для двигателя подъема $K_{отс} = 0,7 \dots 0,8$; для двигателя напора $K_{отс} = 0,6 \dots 0,7$; для двигателей поворота коэффициент отсечки определяется допустимым сокращением продолжительности переходных процессов при поворотах экскаватора в забой и на разгрузку;

2) экономичное регулирование скорости в диапазоне $(4 \dots 6):1$ и рекуперацию энергии, освобождающейся при торможениях механизма поворота или при опускании ковша. Жесткость механической характеристики при нулевом положении командоконтроллера должна обеспечивать малую скорость спуска — электрическое удержание ковша;

3) эффективное ограничение динамических нагрузок механизмов, содержащих упругие механические связи, зазоры и кинематические погрешности передач. ЭП должен уменьшать износ экскаваторных механизмов за счет демпфирования упругих механических колебаний, плавного выбора зазоров и слабины канатов;

4) повышенные требования к надежности работы, к простоте наладки и эксплуатации, к сокращению простоев при отказах ЭП. Простота наладки ЭП должна обеспечивать время пуска экскаватора в эксплуатацию после монтажа за 3...5 дней, а простои при отказах электроники должны сокращаться до 10...15 мин за счет ввода резервных настроенных блоков.

Тяжелые условия эксплуатации определяют необходимость применения в экскаваторах вентильных преобразователей в специализированном экскаваторном исполнении:

1) схемотехника преобразователей должна быть унифицированной, легко осваиваемой электриками средней квалификации;

2) для повышения надежности, помехозащищенности и удобства обслуживания преобразователь должен иметь интегрированную моноблочную конструкцию, обеспечивающую минимум протяженных монтажных соединений, разъемов и клеммных контактов. Удельные массогабаритные показатели должны быть на уровне лучших мировых образцов;

3) преобразователи должны иметь системы самодиагностики и индикации, определяющие и указывающие на неисправности в преобразователе;

4) преобразователи разных приводов на экскаваторе должны быть потенциально развязаны между собой, а система управления каждого преобразователя потенциально развязана с силовой схемой;

5) для повышения надежности и помехозащищенности приводов шкафы НКУ (низковольтные комплектные устройства) должны иметь компактную, ремонтпригодную пространственно интегрированную конструкцию.

Выполнение данных требований должно обеспечить удовлетворительную работу преобразовательной техники в условиях эксплуатации экскаватора.

К числу основных требований к электроприводам относятся также вопросы энергосбережения, качества энергопотребления и минимальных затрат на обслуживание в эксплуатации.

Кроме общих требований, к электроприводам экскаватора предъявляются следующие конкретные требования:

1) наибольшее приближение механической характеристики двигателей к экскаваторной форме;

2) наименьший маховый момент якорей электродвигателей для получения минимальных динамических усилий при быстрых изменениях скорости;

3) минимальные расхождения статических и динамических характеристик двигателей в динамических режимах;

4) возможность применения электрического торможения;

5) гибкость, надежность и легкость управления главными приводами при их простой конструкции;

6) регулирование скорости двигателя в широких пределах;

7) наименьшие потери электроэнергии на всех скоростях;

8) надежность работы электрической аппаратуры управления;

9) возможность автоматического управления главными приводами и автоматического регулирования;

10) простота системы электропривода;

11) возможность унификации систем электропривода для различных экскаваторов;

12) электроприводы основных механизмов должны иметь температурную стабилизацию механических характеристик.

5.5. ЭЛЕКТРОПРИВОД ПОДЪЕМА КОВША КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА

5.5.1. Кинематическая схема лебедки подъема

Лебедка подъема предназначена для подъема ковша экскаватора посредством сдвоенного полиспаста. На лебедках ЭЖГ-10 допускается применение канатов $\varnothing 52$ и $\varnothing 45,5$ мм. Кинематическая схема лебедки подъема приведена на рисунке 5.14.

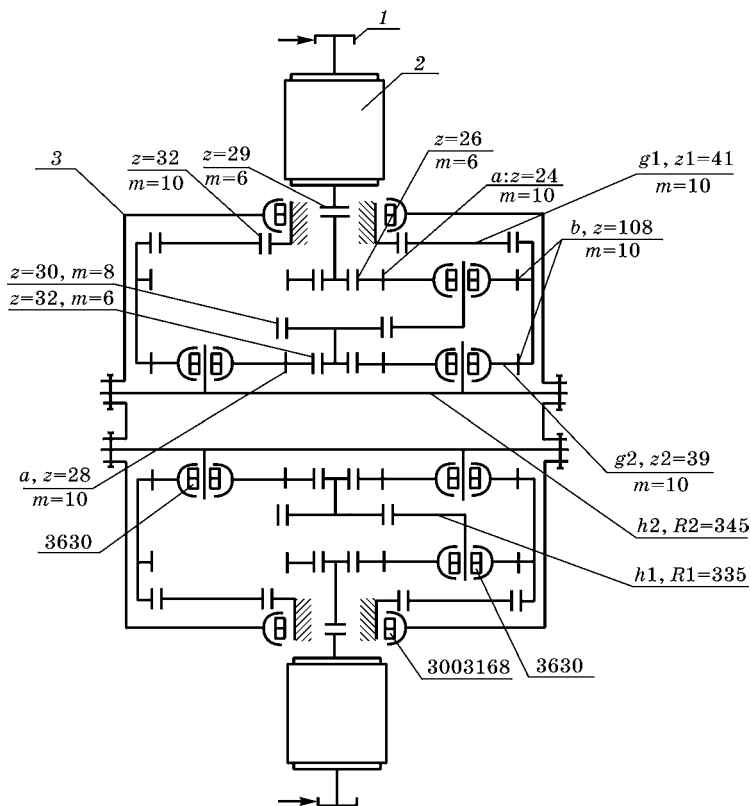


Рис. 5.14

Кинематическая схема лебедки подъема:

1 — тормоз пневматический; 2 — двигатель; 3 — барабан — редуктор; а — шестерни; b — центральное колесо; g — сателлиты; h — водила.

Лебедка приводится в действие двумя электродвигателями постоянного тока. Крутящий момент от каждого двигателя передается через зубчатую обойму и торсион на ведущую шестерню первого планетарного ряда «барабан — редуктор».

От ведущей шестерни крутящий момент передается через три сателлита, обогатых неподвижное центральное колесо, на водило, далее через торсион на шестерню второй ступени и затем через четыре сателлита, обогатых центральное колесо, на водило второй ступени, жестко

связанное с внутренним и промежуточным барабанами. Оба внутренних барабана соединены между собой через промежуточный барабан. Центральное колесо от проворачивания удерживается зубчатым колесом, сидящим на венце зубчатой втулки, запрессованной во втулку, которая в свою очередь зажимается на раме полухомутом и удерживается от проворачивания двумя шпонками. На внутренние барабаны одеваются полуобечайки рабочих барабанов, которые крепятся болтами и полукольцами.

Работа подъемного механизма носит циклический характер, причем для подъемного механизма характерны резкопеременное изменение статического момента сопротивления и колебания скорости перемещения рабочего органа.

Для подъемного механизма экскаватора ЭКГ-10 характерны следующие чередования операций во время его работы: в начале копания происходит быстрая подача рукояти вперед, а затем скорость поступательного движения по мере подъема рукояти уменьшается.

5.5.2. Требования к электроприводу подъема

Каждый электропривод главного рабочего механизма, отвечая общим требованиям, должен также удовлетворять специфическим требованиям, связанным с технологией работы исполнительного рабочего механизма. Например, механизм подъема работает в условиях резкопеременной нагрузки, часто превышающей номинальную, что вызывает опасность разрушения звеньев кинематической цепи.

На основании анализа работы подъемного механизма можно сформулировать следующие специфические требования к приводу подъема:

- 1) скорость при разгоне и реверсировании должна изменяться достаточно равномерно для обеспечения большей средней скорости;
- 2) скорость опускания рукояти должна быть выше скорости подъема;
- 3) при весьма большом внезапном возрастании нагрузки вращающий момент привода не должен превышать

максимальный расчетный статический момент привода при работе «на упор»;

4) диапазон регулирования скорости должен быть (5...6):1;

5) привод должен иметь практически выполнимые механические характеристики для различных положений командоконтроллера;

6) для подъема рукояти без копания должна быть предусмотрена последняя ступень повышенной скорости и уменьшенный момент вращения двигателя.

5.5.3. Определение мощности двигателя подъема

Работа подъемного механизма носит циклический характер с резкопеременным изменением статического момента сопротивления и колебанием скорости перемещения рабочего органа. Если из цикла работы экскаватора исключить непродолжительные по времени операции маневрирования с ковшом над местом разгрузки, то в расчетах по определению мощности двигателя привода подъемного механизма время цикла можно разделить на три периода: копание, поворот платформы с груженым ковшом к месту разгрузки и поворот платформы с порожним ковшом в забой. При таком варианте цикла значительно упрощается построение нагрузочных и скоростных диаграмм, необходимых для определения мощности электродвигателя подъема.

Для машин и механизмов, работающих в повторно-кратковременном режиме с частыми пусками и торможениями, при предварительных расчетах пользуются средневзвешенной мощностью $P_{св}$:

$$P_{св} = \sum_1^n P_i \cdot t_i / \sum_1^n t_i, \quad (5.27)$$

где P_i — мощности, потребляемые двигателем за отдельные промежутки времени t_i ; $\sum_1^n t_i$ — продолжительность работы механизма за один цикл; n — число операций в цикле.

Для определения мощности двигателя по формуле (5.27) необходимо построить нагрузочные диаграммы механизмов, а также тахограммы за эти же отрезки времени. Тогда для каждого интервала времени мощность двигателя находим по формуле

$$P_i = N_i \cdot v_i \cdot 10^{-3} / \eta, \quad (5.28)$$

где N_i — усилие, Н; v_i — линейная скорость, м/с; η — КПД механизма.

Методику расчета мощности двигателя подъема рассмотрим на примере экскаватора ЭКГ-10.

5.5.4. Расчет нагрузочной диаграммы и тахограммы механизма подъема

Для построения графиков необходимо сделать предварительные вычисления параметров экскаватора [38].

Параметры ковша

Ширина, м:

$$b_{\text{кл}} = 1,2 \cdot \sqrt[3]{E_{\text{л}}} = 1,2 \cdot \sqrt[3]{10} = 2,6 \text{ м},$$

где $E_{\text{л}} = 10$ — вместимость ковша, м³.

Длина, м:

$$\ell_{\text{кл}} = 0,77 \cdot b_{\text{кл}} = 0,77 \cdot 2,6 = 2,0 \text{ м}.$$

Высота, м:

$$h_{\text{кл}} = 0,75 \cdot b_{\text{кл}} = 0,75 \cdot 2,6 = 1,95 \text{ м}.$$

Масса ковша, т:

$$m_{\text{кл}} = 1,15 \cdot C_{\text{кл}} \cdot E_{\text{л}}, \quad (5.29)$$

где $C_{\text{кл}}$ — коэффициент условий работы, т·м⁻³; $C_{\text{кл}} = 0,7 \dots 1,2$ — легкие условия работы; $C_{\text{кл}} = 0,9 \dots 1,7$ — средние; $C_{\text{кл}} = 1,1 \dots 2,1$ — тяжелые;

$$m_{\text{кл}} = 1,15 \cdot 1,7 \cdot 10 = 19,55 \text{ т}.$$

Вес ковша, Н:

$$G_{\text{к}} = 19,55 \cdot 9,81 \cdot 10^3 = 19,2 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Размеры стрелы и рукояти механической лопаты

Длина стрелы, м:

$$L_{с.л} = K_{Lc} \cdot \sqrt[3]{m_{эл}}, \quad (5.30)$$

где K_{Lc} — линейный коэффициент, для емкостей ковша $2...12 \text{ м}^3$ $K_{Lc} = 1,8...1,85$; $m_{эл}$ — масса экскаватора, т;

$$m_{эл} = K_{юз} \cdot E_{л}, \quad (5.31)$$

где $K_{юз}$ — масса экскаватора на единицу емкости ковша, т/м³; для карьерных экскаваторов при емкости ковша $2...12 \text{ м}^3$ $K_{юз} = 38...44$;

$$m_{эл} = 39,5 \cdot 10 = 395 \text{ т},$$

$$L_{с.л} = 1,85 \cdot \sqrt[3]{395} = 13,57 \text{ м}.$$

Длина рукояти, м:

$$L_{р.л} = K_{Lp} \cdot \sqrt[3]{m_{эл}}, \quad (5.32)$$

где K_{Lp} — линейный коэффициент, $K_{Lp} = 1,15...1,25$;

$$L_{р.л} = 1,2 \cdot \sqrt[3]{395} = 8,8 \text{ м}.$$

Масса рукояти механической лопаты, т:

$$m_p = c_p \cdot m_{кл}, \quad (5.33)$$

где коэффициент $c_p = 0,8...1,0$ для двухбалочных рукоятей экскаватора, $c_p = 0,45...0,5$ для однобалочных рукоятей;

$$m_p = 0,9 \cdot 19,55 = 17,6 \text{ т}.$$

Вес рукояти, Н:

$$G_k = 17,6 \cdot 9,81 \cdot 10^3 = 17,3 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Высота напорного вала, м:

$$L_n = K_{Ln} \cdot \sqrt[3]{m_{эл}}, \quad (5.34)$$

где K_{Ln} — коэффициент, $K_{Ln} = 1,1$;

$$L_n = 1,1 \cdot \sqrt[3]{395} = 8,1 \text{ м}.$$

Высота пяти стрелы:

$$L_{\text{пс}} = K_{L\text{п}} \cdot \sqrt[3]{m_{\text{эл}}}, \quad (5.35)$$

где $K_{L\text{п}}$ — коэффициент, $K_{L\text{п}} = 0,45$;

$$L_{\text{пс}} = 0,45 \cdot \sqrt[3]{395} = 3,3 \text{ м.}$$

Максимальная высота копания:

$$L_{\text{коп}} = K_{L\text{коп}} \cdot \sqrt[3]{m_{\text{эл}}}, \quad (5.36)$$

где $K_{L\text{коп}}$ — коэффициент, $K_{L\text{коп}} = 1,7 \dots 1,8$;

$$L_{\text{коп}} = 1,75 \cdot \sqrt[3]{395} = 12,8 \text{ м.}$$

5.5.5. Расчет усилий в подъемном механизме

Усилия в подъемном механизме лопаты, соответствующие вертикальному положению подъемного каната ($\beta = 90^\circ$) и горизонтальному положению рукояти ($\alpha = 0^\circ$), принимают за номинальные при определении мощности двигателя во время копания.

Определим усилия и мощности двигателя механизма подъема в отдельные периоды работы экскаватора в течение одного цикла.

Процесс копания

Усилие при копании:

$$N_{1\text{л}} = \frac{K_{\text{кл}} \cdot E_{\text{л}} \cdot 10^5}{L_3 \cdot k_p}, \quad (5.37)$$

где $L_3 = L_{\text{н}} = 8,1$ м; $K_{\text{кл}}$ — коэффициент, для породы IV категории $K_{\text{кл}} = 2,35 \dots 3,1$;

$$N_{1\text{л}} = \frac{3,1 \cdot 10 \cdot 10^5}{8,1 \cdot 1,37} = 28 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Сила тяжести ковша и породы:

$$G_{\text{к+пор}} = 0,981 \cdot \left(m_{\text{кл}} + \frac{E_{\text{л}} \cdot \gamma_{\text{пор}}}{K_p} \right) \cdot 10^4, \quad (5.38)$$

где $\gamma_{\text{пор}}$ — плотность горной породы в целике, т/м³, для породы IV категории $\gamma_{\text{пор}} = 3,0 \dots 3,5$ т/м³; K_p — коэффициент разрыхления, для породы IV категории $K_p = 1,3 \dots 1,37$;

$$G_{\text{к+пор}} = 0,981 \cdot \left(19,55 + \frac{10 \cdot 3,3}{1,37} \right) \cdot 10^4 = 42,8 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Сила тяжести рукояти, создающая момент сопротивления при копании:

$$G'_p = \frac{G_p \cdot L_{\text{рв}}}{L_{\text{рл}}} \cdot 10^4, \quad (5.39)$$

где $L_{\text{рв}}$ — выдвинутая часть рукояти;

$$G'_p = \frac{17,3 \cdot 4,8}{8,8} \cdot 10^4 = 9,4 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Усилие подъема:

$$N_{\text{пл}} = \frac{(N_{1\text{л}} \cdot L_1 + G_{\text{к+пор}} \cdot L_{\text{к}} + G'_p \cdot L_p) \cdot 10^4}{L_{\text{рв}}}, \quad (5.40)$$

где L_1 — длина выдвинутой части рукояти вместе с ковшом; $L_{\text{к}}$ — длина плеча приложения силы $G_{\text{к+пор}}$ до оси напорного вала; L_p — длина плеча приложения силы G'_p до оси напорного вала;

$$N_{\text{пл}} = \frac{28 \cdot 7,2 + 42,8 \cdot 6 + 9,4 \cdot 2,5}{4,8} \cdot 10^4 = 100,4 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Мощность подъема при копании:

$$P_{\text{пл.к}} = \frac{N_{\text{пл}} \cdot v_{\text{пл}}}{\eta_{\text{пл}}} \cdot 10^{-3}, \quad (5.41)$$

где $v_{\text{пл}} = 0,95$ м/с согласно техническим данным ЭКГ-10 (табл. 5.5);

$$P_{\text{пл.к}} = \frac{100,4 \cdot 10^4 \cdot 0,95}{0,85} \cdot 10^{-3} = 1122 \text{ кВт.}$$

Движение груженого ковша на разгрузку

Усилие подъема:

$$N_{\text{пл.р}} = \frac{(G_{\text{к+пор}} \cdot L'_{\text{к}} \cdot \cos \alpha + G_{\text{р}} \cdot L'_{\text{р}} \cdot \cos \alpha) \cdot 10^4}{L'_{\text{рв}} \cdot \sin \beta}, \quad (5.42)$$

где

$$L'_{\text{к}} = L_{\text{рл}} + \ell_{\text{кл}} / 2 = 8,8 + 1 = 9,8 \text{ м}, \quad L'_{\text{р}} = L_{\text{рл}} / 2 = 8,8 / 2 = 4,4 \text{ м};$$

$$L'_{\text{рв}} = L_{\text{рл}} = 8,8 \text{ м}; \quad \alpha = 20^\circ, \quad \beta = 51^\circ;$$

$$N_{\text{пл.р}} = \frac{(42,8 \cdot 9,8 \cdot 0,94 + 17,3 \cdot 4,4 \cdot 0,94) \cdot 10^4}{8,8 \cdot 0,78} = 67,9 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Мощность подъема при движении груженого ковша на разгрузку:

$$P_{\text{пл.р}} = \frac{N_{\text{пл.р}} \cdot v_{\text{ср.пл}}}{\eta_{\text{пл}}} \cdot 10^{-3}, \quad (5.43)$$

где $v_{\text{ср.пл}} = (0,1 \dots 0,3) \cdot v_{\text{пл}};$

$$P_{\text{пл.р}} = \frac{67,9 \cdot 10^4 \cdot 0,2 \cdot 0,95}{0,85} \cdot 10^{-3} = 151,8 \text{ кВт.}$$

Движение ковша в забой

Усилие подъема при повороте порожнего ковша в забой:

$$N_{\text{пл.з}} = \frac{(G_{\text{к}} \cdot L'_{\text{к}} \cdot \cos \alpha + G_{\text{р}} \cdot L'_{\text{р}} \cdot \cos \alpha) \cdot 10^4}{L'_{\text{рв}} \cdot \sin \beta}, \quad (5.44)$$

$$N_{\text{пл.з}} = \frac{(19,2 \cdot 9,8 \cdot 0,94 + 17,3 \cdot 4,4 \cdot 0,94) \cdot 10^4}{8,8 \cdot 0,78} = 36 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Мощность подъема при повороте порожнего ковша в забой:

$$P_{\text{пл.з}} = 1,1 \cdot \frac{N_{\text{пл.з}} \cdot v_{\text{пл}}}{\eta_{\text{пл}}}, \quad (5.45)$$

$$P_{\text{пл.з}} = 1,1 \cdot \frac{36 \cdot 10^4 \cdot 0,95}{0,85} \cdot 10^{-3} = 442,6 \text{ кВт.}$$

Средневзвешенная мощность двигателя подъема:

$$P_{\text{п.св}} = \frac{P_{\text{пл.к}} \cdot t_{\text{к}} + P_{\text{пл.р}} \cdot t_{\text{р}} + P_{\text{пл.з}} \cdot t_{\text{з}}}{t_{\text{цл}}}, \quad (5.46)$$

где $t_{\text{к}} = t_{\text{р}} = t_{\text{з}} = t_{\text{цл}}/3 = 27/3 = 9$ с;

$$P_{\text{п.св}} = \frac{1122 \cdot 9 + 151,8 \cdot 9 + 442,6 \cdot 9}{27} = 572 \text{ кВт.}$$

При двухдвигательном электроприводе подъема мощность каждого из них составит

$$P_{\text{дв.п}} = P_{\text{п.св}}/2 = 572/2 = 286 \text{ кВт.}$$

Ближайшим по мощности является экскаваторный электродвигатель постоянного тока МПЭ 350-900-У2 (табл. 5.6)

Согласно рассчитанным значениям построены нагрузочная диаграмма и тахограмма механизма подъема (рис. 5.15).

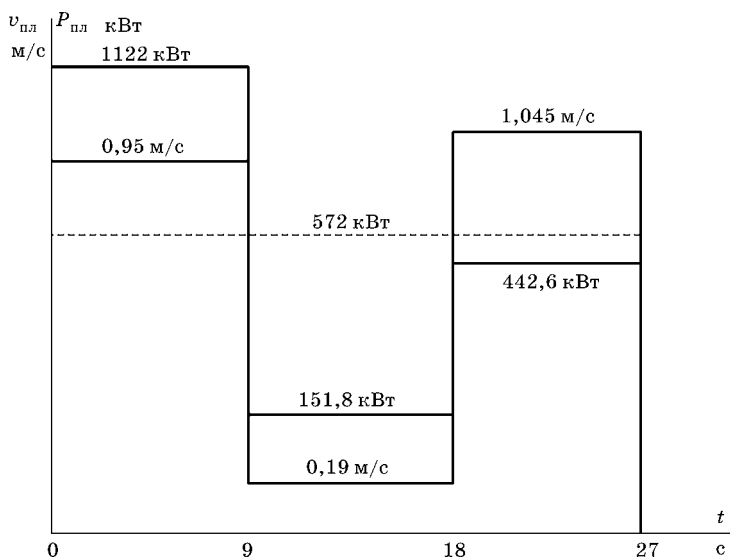


Рис. 5.15

Нагрузочная диаграмма и тахограмма механизма подъема

Таблица 5.6

Технические характеристики двигателя МПЭ 350-900-У2

Параметр	Величина
Мощность, кВт	350
Напряжение, В	440
Ток, А (якоря)	853
Частота вращения, об/мин	900/1500
Вращающий момент, кН·м	3,71/2,23
Ток возбуждения, А	25/11,2
Напряжение на обмотке возбуждения, В	49,2/33,8
Поток главного полюса, Вб	0,0804 · 1,18/0,0483 · 1,18
Число пар полюсов	2
Динамический момент инерции якоря, кг·м ²	16,5

5.6. ЭЛЕКТРОПРИВОД НАПОРА ЭКСКАВАТОРА**5.6.1. Общие сведения**

Лебедка напора предназначена для сообщения рукояти возвратно-поступательного движения. Кинематическая схема лебедки приведена на рисунке 5.16.

Лебедка приводится в действие электродвигателем постоянного тока. Редуктор напорной лебедки — горизонтальный трехступенчатый цилиндрический. Первые две ступени — косозубые, последняя ступень — прямозубая. Первая и вторая ступени — раздвоенные. На левом конце выходного вала редуктора напрессован неразъемный барабан, на правом — разъемный барабан. Для предохранения напорной лебедки от динамических нагрузок, возникающих при стопорении ковша в забое, служит шинная муфта, которая состоит из двух полумуфт, резинокордной оболочки и двух дисков. Номинальный передаваемый крутящий момент составляет 5500 Н·м. Муфта соединяет двигатель с редуктором, допуская кратковременно трехкратную перегрузку.

Для напорного механизма экскаватора ЭКГ-10 характерна совместная работа с механизмом подъема. При правильной координации подъемного и напорного движений ковш снимает равномерную стружку на всем пути напол-

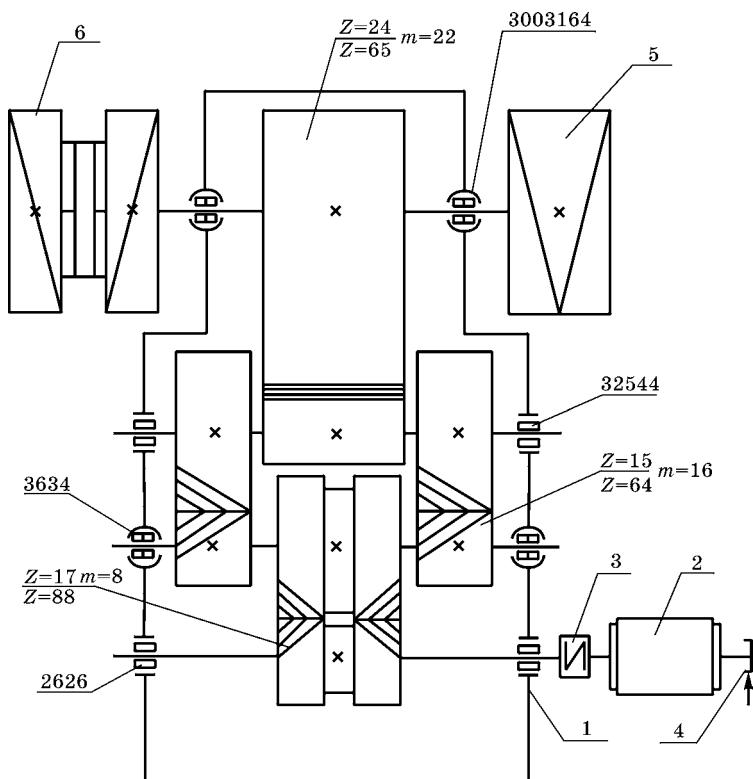


Рис. 5.16

Кинематическая схема лебедки напора:

1 — редуктор; 2 — двигатель; 3 — шпинная муфта; 4 — тормоз; 5 — барабан; 6 — барабан разъемный.

нения. По мере продвижения ковша в забое скорость напорного движения должна снижаться во избежание чрезмерного увеличения толщины стружки, при этом усилие будет возрастать, поскольку механизм напора воспринимает, кроме повышенного сопротивления грунта, составляющую усилия подъемного каната.

5.6.2. Требования к электроприводу напора

На основании анализа работы напорного механизма можно сформулировать следующие специфические требования к приводу напора:

- 1) привод должен обеспечить быстрое возрастание скорости и вращающего момента в начальный период пуска;
- 2) время реверсирования механизма должно быть минимальным;
- 3) скорость обратного движения рукояти должна быть больше скорости прямого хода;
- 4) диапазон регулирования скорости должен составлять (4...6):1.

Электропривод напора относится к главной группе приводов и предназначен для регулирования величины снимаемого слоя и заполнения ковша.

5.6.3. Расчет мощности электропривода напора

По аналогии с расчетом мощности электродвигателя механизма подъема [38] необходимо определить усилия, действующие на отдельных этапах технологического процесса.

Определим усилия и мощность двигателя напора в течение одного цикла.

Копание

Усилие напора $N_{2л}$ принято оценивать его отношением к усилию подъема $N_{1л}$ в виде коэффициента K_n :

$$K_n = \frac{N_{2л}}{N_{1л}}. \quad (5.47)$$

Среднее значение K_n при внедрении ковша в породу колеблется в пределах 0,5...0,8, доходя в скальных породах до 1,0...1,05.

Вычисляем усилие напора:

$$N_{2л} = K_n \cdot N_{1л} = 0,75 \cdot 28 \cdot 10^4 = 21 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Мощность механизма напора рассчитываем по формуле

$$P_{н.л.к} = \frac{N_{2л} \cdot v_{нл}}{\eta_{нл}} \cdot 10^{-3}, \quad (5.48)$$

где $v_{нл}$ — скорость напора, м/с, $v_{нл} = 0,45$ м/с; $\eta_{нл}$ — КПД механизма напора; $\eta_{нл}$ находится в пределах 0,75...0,85;

$$P_{н.л.к} = \frac{21 \cdot 10^4 \cdot 0,45}{0,8} \cdot 10^{-3} = 118 \text{ кВт.}$$

Поворот груженого ковша на разгрузку

Усилие напора рассчитываем по формуле

$$N_{\text{нл.р}} = G_p \cdot \sin \alpha + G_{\text{к+пор}} \cdot \sin \alpha + N_{\text{пл.р}} \cdot \cos \beta, \quad (5.49)$$

$$N_{\text{нл.р}} = (17,3 \cdot 0,34 + 42,8 \cdot 0,34 + 67,9 \cdot 0,63) \cdot 10^4 = \\ = 63,21 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Мощность механизма напора:

$$P_{\text{нл.р}} = \frac{N_{\text{нл.р}} \cdot v_{\text{ср.нл}}}{\eta_{\text{нл}}} \cdot 10^{-3}, \quad (5.50)$$

где $v_{\text{ср.нл}} = (0,1 \dots 0,3) \cdot v_{\text{нл}}$;

$$P_{\text{нл.р}} = \frac{63,21 \cdot 10^4 \cdot 0,2 \cdot 0,45}{0,8} \cdot 10^{-3} = 71,1 \text{ кВт.}$$

При повороте платформы с груженым ковшом на разгрузку двигатель механизма напора в основном работает в тормозном режиме, преодолевая усилия, создаваемые груженым ковшом, рукоятью и в механизме подъема.

Поворот порожнего ковша в забой

Усилие напора в этом случае находится по формуле

$$N_{\text{нл.з}} = G_{\text{к}} + G_{\text{р}}, \quad (5.51)$$

$$N_{\text{нл.з}} = (19,2 + 17,3) \cdot 10^4 = 36,5 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Мощность механизма напора равна

$$P_{\text{нл.з}} = \frac{N_{\text{нл.з}} \cdot v_{\text{нл}}}{\eta_{\text{нл}}} \cdot 10^{-3}, \quad (5.52)$$

$$P_{\text{нл.з}} = \frac{36,5 \cdot 10^4 \cdot 0,45}{0,8} \cdot 10^{-3} = 205,3 \text{ кВт.}$$

Средневзвешенная мощность двигателя механизма напора за один цикл составит

$$P_{\text{н.св}} = \frac{P_{\text{нл.к}} \cdot t_{\text{к}} + P_{\text{нл.р}} \cdot t_{\text{р}} + P_{\text{нл.з}} \cdot t_{\text{з}}}{t_{\text{цл}}}, \quad (5.53)$$

$$P_{\text{н.св}} = \frac{118 \cdot 9 + 71,1 \cdot 9 + 205,3 \cdot 9}{27} = 132 \text{ кВт.}$$

Ближайший по мощности — экскаваторный двигатель постоянного тока типа МПЭ-200-750У1-М (табл. 5.7).

Таблица 5.7

Технические характеристики двигателя МПЭ-200-750У1-М

Параметр	Величина
Мощность, кВт	200
Напряжение, В	370
Ток, А (якоря)	585
Частота вращения, об/мин	750
Вращающий момент, кН·м	2,55
Ток возбуждения, А	31,5
Напряжение на обмотке возбуждения, В	87
Поток главного полюса, Вб	$0,0842 \cdot 1,18$
Число пар полюсов	2
Динамический момент инерции якоря, кг·м ²	15

По рассчитанным параметрам строим нагрузочную диаграмму и тахограмму механизма напора (рис. 5.17).

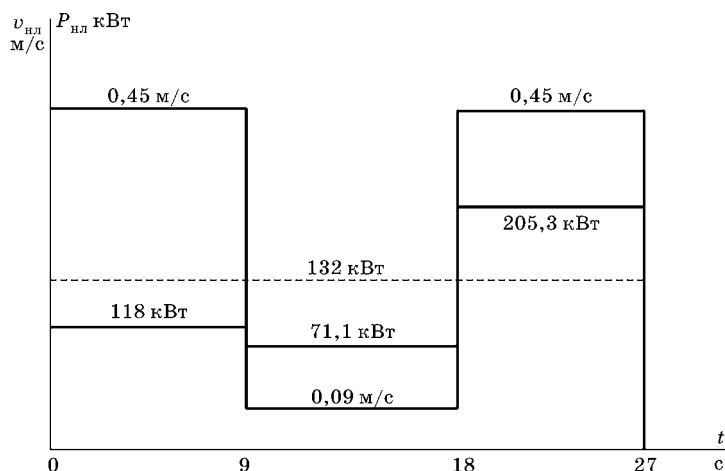


Рис. 5.17

Тахограмма и нагрузочная диаграмма механизма напора за один цикл

5.7. ЭЛЕКТРОПРИВОД ПОВОРОТА ЭКСКАВАТОРА

5.7.1. Общие сведения

Работа поворотного механизма носит циклический характер, при этом производительность одноковшового экскаватора в значительной мере определяется временем поворотных движений.

Поворотная часть экскаватора в соответствии с рисунком 5.18 состоит из поворотной платформы *I* с установленными на ней механизмами и рабочим оборудованием.

Платформа опирается через роликовый опорно-поворотный круг на раму *II* ходовой части и может поворачиваться относительно нее в любую сторону. Движение двигателя *1* через редуктор *2*, установленный на платформе, передается на поворотный вал *3* с ведущей шестерней *4*, оббегающей вокруг неподвижного венца *5*, закрепленного на ходовой раме. Стопорный тор-

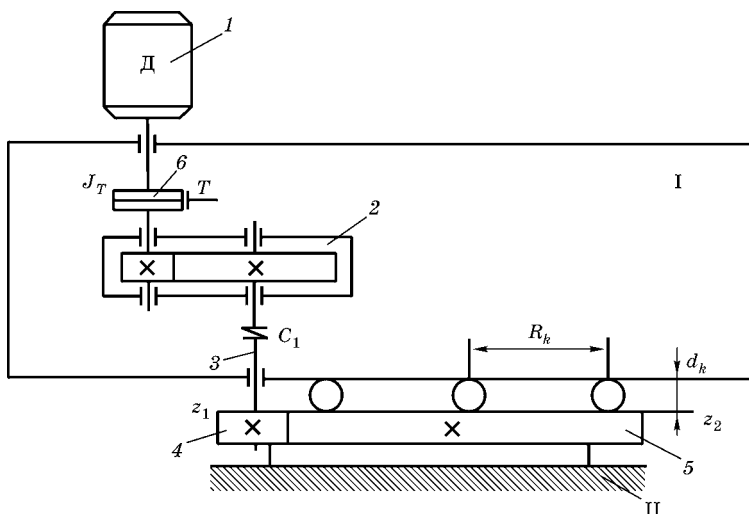


Рис. 5.18

Кинематическая схема механизма поворота одноковшового экскаватора:

1 — двигатель; *2* — редуктор; *3* — поворотный вал; *4* — шестерня; *5* — неподвижный венец; *6* — стопорный тормоз; *I* — поворотная платформа; *II* — рама.

моз 6 располагается на верхнем конце вала двигателя. Тормоз — колодочного типа; он управляется вручную с помощью электропневматической системы. Тормоз служит для удержания поворотной платформы при наклонном положении экскаватора на стоянках и при ветровой нагрузке. Механизм поворота предназначен для перемещения груза из забоя в кузов автомобиля или в отвал.

Технологический процесс работы механизма поворота включает четыре операции:

- 1) движение ковша в забое;
- 2) поворот платформы под нагрузкой;
- 3) выгрузка из ковша в отвал;
- 4) поворот платформы в забой.

5.7.2. Требования к электроприводу поворота платформы

Электропривод поворота платформы должен удовлетворять следующим требованиям:

- 1) диапазон регулирования скорости D должен быть равен 4...5;
- 2) допустимое угловое ускорение механизма поворота не должно превышать $\varepsilon_{\text{доп}} = 101 \text{ с}^{-2}$ на валу двигателя;
- 3) зазор в зубчатом зацеплении между обегавшей шестерней и венцом не должен превышать 4 мм;
- 4) конструкция двигателя должна быть прочной и надежной, выдерживающей перегрузки и многократное включение за небольшой промежуток времени;
- 5) механическая характеристика ЭП должна иметь «экскаваторную» форму, чтобы обеспечить оптимальную защиту в случае перегрузки;
- 6) ЭП механизма поворота должен иметь систему автоматического выбора зазора для исключения упругого удара;
- 7) привод должен обеспечивать формирование переходных процессов минимальной длительности при ограничениях на предельные значения момента, скорости и ускорения, обеспечивающих минимальные динамические нагрузки механизма.

5.7.3. Расчет мощности двигателя механизма поворота платформы

При предварительном выборе мощности привода поворота за расчетную скорость принимают 2,5...3,5 об/мин. Предельные значения, исходя из динамической устойчивости и механической прочности, могут достигать 5...7 об/мин.

Исследования показывают, что внешние сопротивления (трущиеся элементы опорно-поворотного устройства) повороту платформы для одноковшовых экскаваторов составляют незначительную долю (до 12%) от полного момента, действующего на механизм поворота в динамическом режиме работы привода. Все это обусловлено значительным моментом инерции поворотной платформы.

Момент инерции поворотной платформы с рабочим оборудованием находят по формуле

$$J_{\Pi} = 9,81 C_{\Pi} \cdot m_{\text{э}}^{5/3}, \quad (5.54)$$

где C_{Π} — коэффициент, для карьерных экскаваторов $C_{\Pi} = 0,067 \text{ м} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{т}^{-2/3}$; $m_{\text{э}}$ — масса экскаватора, $m_{\text{э}} = 395 \text{ т}$;

$$J_{\Pi} = 9,81 \cdot 0,067 \cdot 395^{5/3} \cdot 10^3 = 14 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Угловая скорость вращения платформы составит

$$\omega_{\text{расч.п}} = 2\pi \cdot n_{\text{вп}} / 60, \quad (5.55)$$

где $n_{\text{вп}}$ — принимаемая расчетная скорость (2,5...3,5 об/мин);

$$\omega_{\text{расч.п}} = 2\pi \cdot 3,5 / 60 = 0,37 \text{ с}^{-1}.$$

Мощность механизма поворота за время вращения платформы с груженным и порожним ковшом находим по формуле

$$P_{\text{вл.з}} = P_{\text{вл.р}} = \frac{J_{\Pi} \cdot \omega_{\text{расч.п}}^2}{t_{\text{в.з(р)}} \cdot \eta_{\text{вп}} \cdot k_{\text{ст}}} \cdot 10^{-3}, \quad (5.56)$$

где $t_{\text{в.з(р)}}$ — время поворота платформы на загрузку (разгрузку) ковша, с; $\eta_{\text{вп}}$ — КПД механизма вращения, $\eta_{\text{вп}} = 0,8 \dots 0,85$; $k_{\text{ст}}$ — коэффициент, учитывающий момент сопротивления, $k_{\text{ст}} = 0,85$;

$$P_{\text{вл.з}} = P_{\text{вл.р}} = \frac{14 \cdot 10^6 \cdot 0,37^2}{9 \cdot 0,8 \cdot 0,85} \cdot 10^{-3} = 313 \text{ кВт.}$$

Средневзвешенная мощность двигателя поворотного механизма:

$$P_{\text{в.св}} = \frac{P_{\text{вл.з}} \cdot t_{\text{в.з}} + P_{\text{вл.р}} \cdot t_{\text{в.р}}}{t_{\text{в.з}} + t_{\text{в.р}}}, \quad (5.57)$$

$$P_{\text{в.св}} = \frac{313 \cdot 9 + 313 \cdot 9}{9 + 9} = 313 \text{ кВт.}$$

Ближайшим по мощности является экскаваторный электродвигатель постоянного тока МПЭ 350-900-У2 (табл. 5.6).

В случае применения двухдвигательного привода в механизме поворота платформы мощность каждого двигателя составит

$$P_{\text{вд}} = P_{\text{в.св}} / 2 = 313 / 2 = 156,5 \text{ кВт.}$$

Тогда можно использовать два экскаваторных двигателя постоянного тока типа МПЭ-200-750У1-М (табл. 5.7).

По рассчитанным параметрам строим нагрузочную диаграмму и тахограмму механизма поворота платформы (рис. 5.19). Полученные графики дают общее пред-

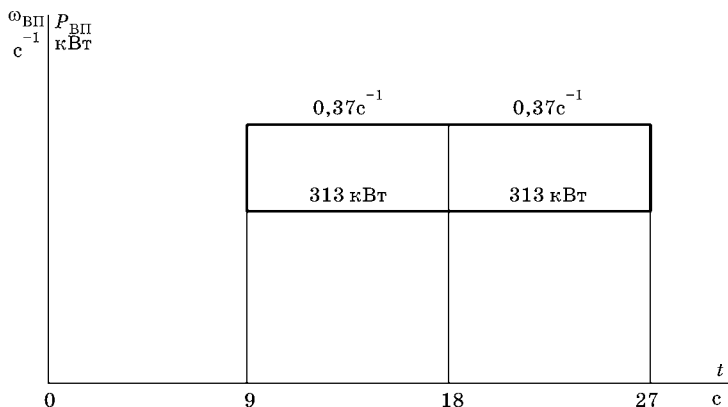


Рис. 5.19

Нагрузочная диаграмма и тахограмма механизма поворота платформы

ставление о работе механизмов экскаватора, позволяя определить предварительную мощность конкретного привода и выбрать тип и мощность двигателя. Далее выбранные двигатели проверяются по нагреву и перегрузочной способности известными в теории электропривода способами.

На рисунке 5.20 показан общий вид типичной тахограммы работы электродвигателя (ЭД) привода поворота платформы одноковшового экскаватора. Работа поворотного ЭД начинается после выхода ковша из забоя. Время t_1 — пауза при движении ковша в забое; t_2 — разгон двигателя при повороте груженого ковша; t_3 — движение механизма с постоянной скоростью (при небольших углах поворота платформы экскаватора — $50...60^\circ$ — движение с постоянной скоростью может отсутствовать); t_4 — торможение ЭД; t_5 — пауза при выгрузке грунта из ковша; t_6 — разгон двигателя для возврата ковша к месту выемки грунта; t_7 — движение механизма с постоянной скоростью; t_8 — торможение механизма поворота. Электропривод поворота платформы находится в работе во время второй и четвертой операций.

Время поворота платформы экскаватора $t_{\text{пов}}$ занимает от 0,7 до 0,85 от общего времени технологического цикла $t_{\text{ц}}$, т. е. $t_{\text{пов}} = (0,70...0,85) \cdot t_{\text{ц}}$. Число включений двигателя поворотного механизма достигает 400...600 в час.

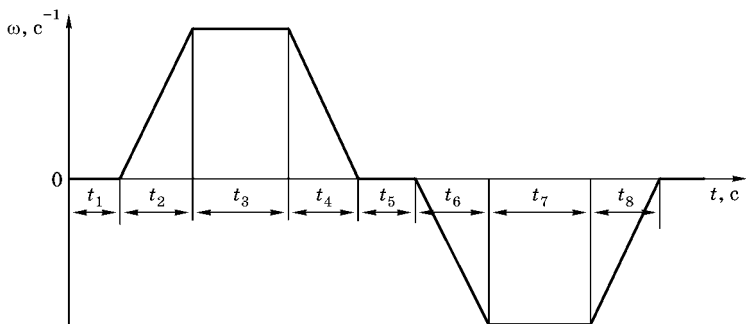


Рис. 5.20

Тахограмма работы привода поворота платформы

Электропривод поворота отличается большими инерционными массами, когда соотношение масс достигает $\gamma=5...25$, где $\gamma=J_{\text{сум}}/(J_{\text{д}} \cdot n)$, $J_{\text{сум}}$ — суммарный момент инерции электропривода, $J_{\text{д}}$ — момент инерции электродвигателя, n — число электродвигателей.

5.7.4. Расчет нагрузочной диаграммы привода поворота платформы

Расчет и построение нагрузочной диаграммы выполняется на основе технологического цикла работы экскаватора.

Суммарное время поворота платформы в цикле, с:

$$t_{\text{сум}} = 2t_{\text{пов}} = (0,7...0,85) \cdot t_{\text{ц}}.$$

Время поворота в одном направлении:

$$t_{\text{пов}} = (0,7...0,85) \cdot t_{\text{ц}}/2.$$

Время загрузки и выгрузки:

$$t_{\text{зв}} = t_{\text{ц}} - 2 \cdot t_{\text{пов}}.$$

Принимая время загрузки и выгрузки равными, имеем

$$t_{\text{з}} = t_{\text{в}} = t_{\text{зв}}/2.$$

Как упоминалось ранее, для углов поворота платформы более 60° тахограмма имеет трапецеидальную форму. Для расчета времен разгона, торможения и равномерного движения определим полный путь поворота платформы, м (рис. 5.21):

$$L_{\text{полн}} = \frac{2\pi \cdot R_{\text{к}} \cdot \beta_{\text{пов}}}{360}, \quad (5.58)$$

где $R_{\text{к}}$ — радиус катания платформы, м; $\beta_{\text{пов}}$ — угол поворота платформы в одну сторону, град.

Пути, пройденные платформой при разгоне и торможении, принимаем равными и заданными одинаковыми углами поворота ($\beta_{\text{р}} = \beta_{\text{т}}$). Соответственно время разгона $t_{\text{р}}$ и время замедления $t_{\text{т}}$ равны, т. е. ускорения по модулю также будут одинаковые. С учетом сделанных замечаний

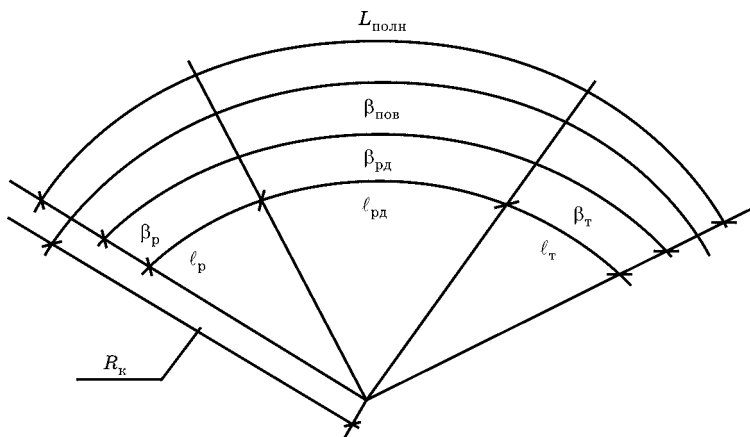


Рис. 5.21
Схема поворота платформы

несложно вывести формулы для определения времени разгона (замедления) платформы:

$$t_p = \frac{t_{\text{пов}} \cdot \beta_p}{\beta_{\text{пов}}} = \frac{t_{\text{пов}} \cdot \beta_p}{\beta_{рд} + 2\beta_p}. \quad (5.59)$$

На практике в предварительных расчетах принимают $t_p = t_t = 0,1 t_{ц}$, что позволяет найти угол поворота платформы при разгоне привода:

$$\beta_p = \frac{t_p \cdot \beta_{\text{пов}}}{t_{\text{пов}}} \approx \frac{0,1 \cdot t_{ц} \cdot \beta_{\text{пов}}}{(0,7 \dots 0,85) \cdot t_{ц}} = \frac{0,1 \cdot \beta_{\text{пов}}}{(0,7 \dots 0,85)}. \quad (5.60)$$

Путь, пройденный платформой за время разгона (замедления):

$$\ell_p = \ell_t = \frac{2\pi \cdot R_k \cdot \beta_p}{360}. \quad (5.61)$$

Путь, пройденный платформой за время равномерного движения:

$$\ell_{рд} = \frac{2\pi \cdot R_k \cdot (\beta_{\text{пов}} - 2\beta_p)}{360}. \quad (5.62)$$

Время равномерного движения платформы при движении на разгрузку или в забой равно

$$t_{\text{рд}} = t_{\text{пов}} - 2t_{\text{р}}. \quad (5.63)$$

Передаточное число зубчатой передачи $i_{\text{п}}$:

$$i_{\text{п}} = z_2 / z_1. \quad (5.64)$$

Для определения углового ускорения при разгоне $\varepsilon_{\text{р}}$ рассмотрим участок разгона механизма платформы (рис. 5.20, участок t_2). Уравнение угловой скорости вращения выходного вала редуктора $\omega_{\text{р}}$ на участке t_2 имеет вид

$$\omega_{\text{р}}(t) = \omega_{\text{р}(0)} + \varepsilon_{\text{р}} \cdot t_{\text{р}}, \quad (5.65)$$

где $\omega_{\text{р}(0)}$ — начальная скорость, $\omega_{\text{р}(0)} = 0$.

На участке равномерного движения угловую скорость вращения выходного вала редуктора $\omega_{\text{рд}}$ выразим через угловую скорость вращения платформы экскаватора.

Угловая скорость вращения платформы составит (см. формулу (5.55))

$$\omega_{\text{расч.п}} = 2\pi \cdot n_{\text{вп}} / 60,$$

где $n_{\text{вп}}$ — принимаемая расчетная скорость

(2,5...3,5 об/мин);

$$\omega_{\text{рд}} = \omega_{\text{расч.п}} \cdot i_{\text{п}}. \quad (5.66)$$

Угловое ускорение выходного вала редуктора:

$$\varepsilon_{\text{р}} = \frac{\omega_{\text{рд}}}{t_{\text{р}}}. \quad (5.67)$$

Линейное ускорение механизма платформы, м/с²:

$$a = \varepsilon_{\text{р}} \cdot \rho_i, \quad (5.68)$$

где ρ_i — радиус приведения, м; $\rho_i = R_{\text{к}} / i_{\text{п}}$.

Соответственно, для тахограммы механизма поворота платформы экскаватора (рис. 5.20) имеем

$$t_1 = t_5, \quad t_2 = t_6 = t_{\text{р}}, \quad t_4 = t_8 = t_{\text{т}}, \quad t_3 = t_7 = t_{\text{рд}}.$$

Для построения тахограммы электропривода необходимо определить передаточное число редуктора:

$$i_p = \frac{\omega_n}{\omega_{рд}}, \quad (5.69)$$

где ω_n — номинальная скорость ранее выбранного двигателя.

За окончательное значение передаточного числа цилиндрического горизонтального редуктора выбираем ближайшее стандартное значение по ГОСТ 2144-76. Определим фактическую скорость движения поворотной платформы при выбранном редукторе:

$$\Delta\omega = \frac{\frac{\omega_n}{i_p} - \omega_{рд}}{\omega_{рд}} \cdot 100\%. \quad (5.70)$$

Отличие от заданной скорости менее 10% является допустимым.

Для построения нагрузочной диаграммы электропривода необходимо рассчитать статический и динамический моменты.

Статический момент сопротивления, H , приведенный к выходному валу двигателя, рассчитывают по формуле [15]

$$M_c = \frac{G \cdot (\mu \cdot r_{ц} + \rho) \cdot R_k \cdot \Psi \cdot g}{i_p \cdot i_{п} \cdot \eta_{п} \cdot r_k}, \quad (5.71)$$

где r_k — радиус опорного ролика, м; $r_k = d_k/2$; $r_{ц}$ — радиус цапфы катка, м; $r_{ц} = 0,8r_k$; μ — коэффициент трения в опорах ходовых колес; ρ — коэффициент трения качения, м; $\rho = (5 \dots 7) \cdot 10^{-4}$ м; Ψ — коэффициент, учитывающий дополнительное сопротивление при цилиндрических катках с ребрами, $\Psi = 2$; g — ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с²; $\eta_{п}$ — КПД передачи механизма поворота, $\eta_{п} = 0,8 \dots 0,85$.

Суммарный момент инерции, приведенный к выходному валу двигателя, равен

$$J_{\Sigma p} = \frac{J_{мех}}{i_{п}^2 \cdot i_p^2} + \frac{J_1}{i_p^2} + J_t + \delta \cdot J_{дв.п}, \quad (5.72)$$

где $J_{\text{мех}}$ — момент инерции механизма платформы, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; J_1 — момент инерции обгоняющей шестерни, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{\text{т}}$ — момент инерции тормозной муфты, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; δ — коэффициент, учитывающий момент инерции редуктора и других ранее не учтенных звеньев кинематической цепи, $\delta = 1,1 \dots 1,2$; $J_{\text{дв.п}}$ — момент инерции якоря двигателя, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Динамический момент, приведенный к валу двигателя, равен

$$M_{\text{д}} = J_{\Sigma \text{р}} \cdot \varepsilon_{\text{в}}, \quad (5.73)$$

где $\varepsilon_{\text{в}}$ — угловое ускорение на валу двигателя, с^2 ;

$$\varepsilon_{\text{в}} = \varepsilon_{\text{р}} \cdot i_{\text{р}}. \quad (5.74)$$

Моменты на нагрузочной диаграмме (рис. 5.22):

на участках t_1 и t_5 — $M = 0$;

на участке t_2 — $M = M_{\text{с}} + M_{\text{д}}$;

на участке t_3 — $M = M_{\text{с}}$;

на участке t_4 — $M = M_{\text{с}} - M_{\text{д}}$;

на участке t_6 — $M = -(M_{\text{с}} + M_{\text{д}})$;

на участке t_7 — $M = -M_{\text{с}}$;

на участке t_8 — $M = -M_{\text{с}} + M_{\text{д}}$.

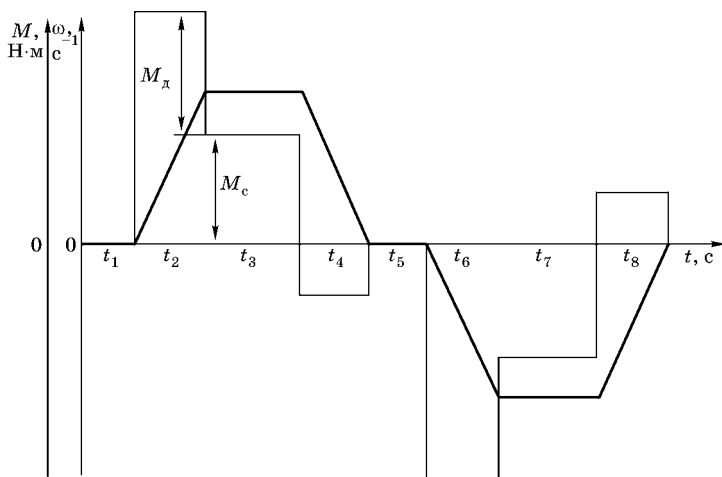


Рис. 5.22

Упрощенная нагрузочная диаграмма и тахограмма электропривода поворота платформы экскаватора

5.7.5. Предварительная проверка электродвигателя

Для предварительной проверки электродвигателя определим по нагрузочной диаграмме и тахограмме (рис. 5.22) эквивалентный момент:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 \cdot t_i}{\sum t_i}}, \quad (5.75)$$

где M_i — момент на каждом участке нагрузочной диаграммы;

$$\sum t_i = t_3 + t_7 + t_2 + t_4 + t_6 + t_8.$$

Так как экскаваторные двигатели выполняются с независимой вентиляцией, то ухудшение теплоотдачи на пониженных скоростях не наблюдается.

Эквивалентный момент согласно рисунку 5.22 равен

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{2t_2 \cdot (M_c + M_d)^2 + 2t_3 \cdot M_c^2 + 2t_4 \cdot (M_c - M_d)^2}{t_{\Pi}}}. \quad (5.76)$$

Эквивалентный момент, приведенный к номинальной величине продолжительности включения двигателя:

$$M_{\text{экв.п}} = M_{\text{экв}} \cdot \sqrt{\frac{\text{ПВ}_{\text{расч}}}{\text{ПВ}_{\text{н}}}}, \quad (5.77)$$

где $\text{ПВ}_{\text{расч}}$ — расчетное значение продолжительности включения; $\text{ПВ}_{\text{н}}$ — номинальная величина продолжительности включения двигателя.

Двигатель проходит по нагреву, если $M_{\text{н}} \geq M_{\text{экв.п}}$, где $M_{\text{н}}$ — номинальный момент двигателя.

Проверка по перегрузочной способности в процессе работы привода поворота платформы экскаватора выполняется по условию, чтобы максимальный момент на нагрузочной диаграмме (рис. 5.22) был меньше максимально допустимого момента двигателя. Если условия предварительной проверки по нагреву и перегрузочной способности соблюдаются, то электродвигатель принимается к дальнейшему проектированию электропривода с обязательной проверкой по реальной нагрузочной диаграмме электропривода.

5.8. СОСТОЯНИЕ И НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ ЭКСКАВАТОРОВ

Электропривод одноковшовых экскаваторов представляет собой важную и специфичную область общепромышленных механизмов. Экскаватор является мощной машиной-манипулятором и соответственно предъявляет большие требования. С другой стороны, электроприводы экскаваторов работают в исключительно трудных условиях — с изменениями температуры окружающей среды от -40 до $+40^{\circ}\text{C}$, в запыленной среде, при питании от слабых карьерных сетей, в полевых условиях без постоянного квалифицированного технического ухода. Все это определяет необходимость применения наиболее простых технических решений.

Экскаватор получает питание от сети переменного тока напряжением 6000 В переносным гибким кабелем, подключаемым к соответствующему распределительному пункту, установленному непосредственно в карьере [38].

От кольцевого токоприемника кабельного барабана высокое напряжение подается через комбинированный кольцевой токоприемник к высоковольтному распределительному устройству. В распределительном устройстве ток высокого напряжения распределяется по двум направлениям:

- 1) через разъединитель и вакуумный выключатель к синхронному электродвигателю преобразовательного агрегата;

- 2) через разъединитель и высоковольтные трубчатые предохранители к силовому трехфазному трансформатору, от которого питается электрооборудование вспомогательных механизмов экскаватора.

Из всех возможных видов электроприводов наиболее приемлемыми техническими качествами на карьерных, вскрышных и шагающих экскаваторах по настоящее время обладает привод системы *генератор — двигатель* (Г-Д). Этому приводу присущи двусторонняя проводимость якорной цепи, высокая плавность переходных процессов, обусловленная электромагнитной инерцией цепи возбуждения генератора, постоянство ускорения при переходных

процессах с различной нагрузкой, широкий диапазон регулирования скорости и т. д. *Основными достоинствами* системы являются большой диапазон и плавность регулирования скорости двигателя, высокая жесткость и линейность характеристики, возможность получения всех энергетических режимов работы ДПТ, в том числе и рекуперативного торможения. Система Г-Д имеет высокую управляемость, хорошие статические и динамические характеристики, большую надежность и сравнительно простое обслуживание, обеспечивает возможность получения экскаваторных механических характеристик и высокую экономическую эффективность работы машины.

В то же время для системы характерны *недостатки*, такие как утроенная установленная мощность электрических машин, низкий КПД, инерционность процесса регулирования, шум при работе.

С 1960-х гг. до 1991 г. система Г-Д выпускалась с возбудителем на магнитных усилителях (МУ). Силовые реверсивные магнитные усилители в системе МУ-Г-Д обладали высокой надежностью, благоприятной формой статической характеристики, а также удобством электромагнитного суммирования входных сигналов управления, но придавали процессу регулирования инерционность.

В связи с развитием полупроводниковой техники появилась возможность устранить недостатки системы Г-Д, обусловливаемые работой магнитных усилителей за счет использования тиристорных возбудителей. В настоящее время, особенно при модернизациях, система Г-Д с магнитными усилителями вытесняется системой Г-Д с тиристорными возбудителями (ТВ-Г-Д), использование которых открывает возможности для повышения производительности, снижения затрат и нагрузок изношенного механического оборудования [40]. Эта тенденция распространяется повсеместно. Безусловным плюсом системы ТВ-Г-Д является то, что мощность преобразователя (ТВ) намного меньше мощности приводного двигателя. Она составляет 0,5...1% от номинальной мощности генератора и не вносит больших искажений в форму питающего напряжения. Недостатком таких систем, безусловно, явля-

ется громоздкость и необходимость использования форсировок для обеспечения удовлетворительной динамики привода. Наличие форсировок накладывает жесткие требования на тиристорный преобразователь, работающий в системе.

Прослеживается тенденция внедрения электроприводов, работающих по системам «тиристорный преобразователь — двигатель постоянного тока» (ТП-Д) и «преобразователь частоты — асинхронный двигатель» (ПЧ-АД) [41]. Перспективным является электропривод основных механизмов одноковшовых экскаваторов, выполненный по системе «непосредственный преобразователь частоты — асинхронный двигатель» (НПЧ-АД).

Основой повышения эксплуатационной надежности экскаваторных электроприводов, работающих в тяжелых условиях, является создание гаммы модульных тиристорных преобразователей в моноблочном экскаваторном исполнении. Реверсивный модульный преобразователь имеет нулевую схему выпрямления. При необходимости из двух модулей komponуется реверсивный мостовой преобразователь двойной мощности. Модульные тиристорные преобразователи рассчитаны на эксплуатацию в полевых условиях при отсутствии квалифицированного электротехнического персонала; они имеют высокие удельные массогабаритные показатели ($2...2,5$ кВт/кг и $1,5...2$ кВт/дм³), не имеют подстроечных элементов и обладают гарантированными характеристиками, аналогичными характеристикам электрических машин, обладают повышенной надежностью и хорошей помехозащищенностью. Они допускают безналадочную замену резервным преобразователем, что обеспечивает время восстановления работоспособности ЭП в пределах $5...10$ мин; работают при изменениях напряжений и частоты сети $\pm 15\%$ и при просадках напряжения до 50% ; снабжены простой и эффективной самодиагностикой посредством светоизлучающих диодов, быстродействующей защитой по управляющему электроду и автоматическим повторным включением; имеют встроенный быстродействующий контур регулирования и ограничения тока нагрузки.

Оригинальная концепция безналадочности и универсальности, заложенная в построении серии модульных преобразователей, обеспечивает широкие возможности создания на их основе конкурентоспособных низковольтных комплектных устройств (НКУ) для управления различными электроприводами и простых, надежных и дешевых комплектных регулируемых электроприводов постоянного и переменного тока.

Подобные НКУ используются при модернизации главных электроприводов экскаваторов, в результате чего при минимальной стоимости и габаритах НКУ обеспечивается энергосбережение и повышение производительности за счет исключения простоев при отказах электроники и улучшения динамики главных приводов.

Разработаны НКУ для модернизации главных приводов экскаваторов по системе ТП-Д, создана серия комплектных асинхронных электроприводов по системе НПЧ-АД с диапазоном регулирования частоты от 0 до 25 Гц.

Тиристорные экскаваторные модульные преобразователи второго поколения ПТЭМ-2Р могут быть использованы в регулируемых электроприводах постоянного и переменного тока, работающих в полевых условиях без постоянного квалифицированного технического обслуживания [42]. Преобразователи выполнены по трехфазной нулевой реверсивной схеме (основное исполнение), но также могут быть выполнены по мостовой неререверсивной схеме выпрямления.

Преобразователи имеют трехимпульсную реверсивную схему выпрямления и выполнены в виде моноблоков защищенного исполнения, предназначенных для встраивания в шкафы управления электроприводами. Моноблочный преобразователь содержит встроенные датчики тока и напряжения, двухконтурную систему подчиненного регулирования тока, напряжения, ЭДС, скорости двигателя и специализированный двухступенчатый зависимый задатчик интенсивности, обеспечивающий оптимальный характер переходных процессов электроприводов, работающих в интенсивном повторно-кратковременном режиме с резкопеременной нагрузкой.

Моноблоки снабжены аппаратурой самодиагностики, быстродействующей защитой и при возможных отказах в эксплуатации рассчитаны на безналадочную замену резервным моноблоком, выполняемую в соответствии с инструкцией оператором; тем самым исключаются простои машин при отказах электроники и гарантируется качественный ремонт преобразователей в стационарных ремонтных пунктах со строгим соблюдением технологии, обеспечивающей надежную работу блоков после ремонта. Для удобства замены блоков оператором масса преобразователей не превышает 30 кг.

Тиристорный преобразователь выпускается в климатическом исполнении У2 для работы на высоте над уровнем моря не более 1000 м, в невзрывоопасной среде, не содержащей значительного количества агрессивных газов и паров в концентрациях, разрушающих металлы и изоляцию, и не насыщенной водяными парами и токопроводящей пылью. По воздействию механических факторов преобразователь соответствует группе М18.

Структура условного обозначения типа исполнения:

П — преобразователь;

Т — тиристорный;

Э — экскаваторный;

М — моноблочный;

2 — порядковый номер;

Р — реверсивный (Н — нереверсивный);

2 — габариты преобразователя;

М — возможность включения по мостовой нереверсивной схеме.

Питание силовых цепей преобразователя осуществляется от разделительного трансформатора с трехфазным линейным напряжением на вторичной обмотке 220 или 380 В с соединением обмоток «звезда — звезда» с рабочим нулевым выводом вторичной обмотки; группа соединений — 12; напряжение питания трансформатора синхронизации — 380 В. При комплектовании мостовых преобразователей возможно подключение преобразователя к сети соответствующего напряжения через токоограничивающие реакторы.

Серия преобразователей ПТЭМ-2Р состоит из пяти унифицированных модулей, имеющих два типоразмера — с оптоэлектронными (табл. 5.8) или тиристорными (табл. 5.9) силовыми элементами.

Указанные в таблицах мощности преобразователей соответствуют естественному охлаждению. При установке преобразователей в шкафы с принудительной вентиляцией при скорости воздушного потока 3 м/с мощности преобразователей увеличиваются в два раза. Допустима двукратная перегрузка по току в течение 3 с.

Внутренние цепи управления потенциально развязаны с силовыми цепями преобразователей. Данные входных цепей — $U_{вх} = 15$ В, $R_{вх} = 10$ кОм.

Допустимые колебания напряжения сети — от -20% до $+10\%$ номинального значения. Допустимые колебания частоты напряжения сети — от -10% до $+10\%$.

В специальном исполнении преобразователь может оснащаться датчиками тока и напряжения. В таблице 5.10 показаны технические характеристики датчиков.

Оригинальные схемотехнические и конструктивные решения, реализованные в модульных преобразователях ПТЭМ-2Р, обеспечивают высокую надежность работы и максимальную простоту и удобство эксплуатации.

Таблица 5.8

Оптоэлектронные преобразователи

Тип	U_1 , В	$U_{дном}$, В	$P_{ном}$, кВт	Масса, кг	Габариты, мм
ПТЭМ-2Р-11	380	220	8	7	80×230×350
ПТЭМ-2Р-21			16	10	110×230×350
ПТЭМ-2Р-31			24	17	240×230×320
ПТЭМ-2Р-41			32	24	370×230×320

Таблица 5.9

Тиристорные преобразователи

Тип	U_1 , В	$U_{дном}$, В	$P_{ном}$, кВт	Масса, кг	Габариты, мм
ПТЭМ-2Р-22	380	220	32	10	110×230×350
ПТЭМ-2Р-32			48	17	240×230×320
ПТЭМ-2Р-42			96	24	370×230×320
ПТЭМ-2Р-43	660	380	160	24	370×230×320
ПТЭМ-2Р-53			250	26	470×230×320

Таблица 5.10

Технические характеристики датчиков

Параметр, тип	Датчик тока LT-100P	Датчик напряжения LV25-P
Номинальный входной ток I_n	100 А	10 мА
Диапазон регулирования	От 0 до 150 А	От 0 до 14 мА
Точность преобразования, % от I_n	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$
Номинальный выходной ток, мА	100	25
Напряжение питания, В	$15 \pm 5\%$	От 12 до $15 \pm 5\%$
Величина сопротивления нагрузочного резистора, Ом	$30 \pm 20\%$	$200 \pm 20\%$

Как показала практика использования различных систем управления ЭП, оптимальной на современном этапе является структура экскаваторного типа ЭП постоянного тока по системе ТВ-Г-Д, в основу возбуждения генератора которой положен модульный преобразователь. Такая унифицированная система тиристорного возбуждения обеспечивает практически безотказную работу главных электроприводов экскаватора любой мощности при реальной вероятности отказов преобразователей.

Критериями оптимальности при этом являются:

1) безналадочность системы управления (параметры системы, предварительно рассчитанные с инженерной точностью, выставляются во внешней ячейке управления приводом);

2) высокие динамические свойства ЭП, высокая плавность переходных процессов, хорошее заполнение время-токовой диаграммы, высокое быстродействие ЭП, сочетаемое с надежным ограничением ускорений и нагрузок в механизмах, что позволяет обеспечить максимальную интегральную производительность экскаватора;

3) повышенная надежность системы, определяемая комплексом простых и эффективных схемотехнических решений в сочетании с удачной компоновкой тиристорных преобразователей, ячеек управления и других элементов;

4) обеспечение при данной (ограниченной) надежности преобразователей и ячеек управления бесперебойности работы экскаватора за счет удобного резервирования

снимается с датчика ЭДС и подается на вход регулятора ЭДС РЭ в качестве отрицательной обратной связи по ЭДС генератора.

Задатчик интенсивности имеет два участка: первый $(0-t_1)$ — низкий темп нарастания задания, необходимый

для ограничения рывка ρ и производной тока $\frac{\partial I_\beta}{\partial t}$, кото-

рая не должна превышать величины $(10...15)I_{\text{ном}}/с$, и второй участок (t_1-t_2) , обеспечивающий максимальное допустимое ускорение привода ϵ_{max} , которое регламентировано техническими условиями на экскаватор. Таким образом, регулируемый задатчик интенсивности позволяет независимо и раздельно ограничивать величину

рывка ρ_{max} , производную $\left(\frac{\partial I_\beta}{\partial t}\right)_{\text{max}}$, максимальное уско-

рение привода ϵ_{max} , задавая определенный темп изменения управляющего воздействия и уровень сигналов на первом и втором участках своей характеристики и ограничивая быстродействие привода по управляющему воздействию в любой необходимой степени. В случае тяжелых переходных процессов, при вступлении в действие токоограничения, темп нарастания задания на втором участке задатчика интенсивности понижается и как бы отслеживает ускорение ЭП. При подаче оператором команд на реверс в момент времени t_3 электропривод практически мгновенно начинает реверсировать, а не продолжает разгоняться.

Используя инженерный метод последовательной коррекции, контур тока и контур ЭДС системы ТВ-Г-Д основных механизмов экскаватора настраивают на технический оптимум. Опыт наладки и исследования экскаваторных электроприводов показывает, что для получения требуемых динамических качеств электропривода достаточно осуществить настройку контура тока при снятом возбуждении двигателя (опыт короткого замыкания) и контура регулирования ЭДС при разомкнутой якорной цепи (опыт холостого хода). При оптимальной

настройке контуров в этих искусственных режимах обеспечивается оптимальная динамика привода в рабочем состоянии.

Данная оптимальная структура управления по системе ТВ-Г-Д удовлетворяет всем требованиям, предъявляемым к электроприводам главных механизмов экскаваторов, обладает весьма большими возможностями формирования статических характеристик и динамических свойств, обеспечивает все возможные режимы работы электроприводов экскаватора.

6

ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ЭЛЕКТРОПРИВОДА

В предыдущих главах, где определялась мощность электропривода производственного механизма, говорилось о необходимости приведения моментов инерции механической части и моментов нагрузки к валу двигателя. Там же упоминалось о необходимости учета конструктивных особенностей механической части на динамические свойства электропривода. Данная глава посвящена решению этих задач.

6.1. ПРИВЕДЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ЭЛЕКТРОПРИВОДА К РАСЧЕТНОЙ СХЕМЕ

В основу приведения схем в соответствие положен *закон сохранения энергии*. При приведении кинематической схемы к расчетной необходимо обеспечить сохранение запаса кинетической и потенциальной энергии системы, а также величины элементарной работы всех действующих в системе сил и моментов на возможных перемещениях. Следует иметь в виду, что для приведения параметров кинематической схемы к расчетной при вращательном движении необходимо знать передаточное число от вала двигателя до i -го элемента, а в случае поступательного движения требуется знать радиус приведения ρ_{1j} j -го элемента к валу двигателя.

6.1.1. Приведение моментов инерции и масс к валу двигателя

Для *вращательного движения* закон сохранения энергии в случае приведения угловой скорости i -го элемента к угловой скорости двигателя ω_1 имеет вид формулы приведения

$$J_{\text{пр}i} = J_i \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 = \frac{J_i}{i_{1i}^2}, \quad (6.1)$$

где $J_{\text{пр}i}$ — приведенный момент инерции i -го элемента; $i_{1i} = \omega_1/\omega_i$ — передаточное число от вала двигателя (цифра 1) к i -му валу установки.

Для *поступательно движущихся* масс имеем

$$J_{\text{пр}j} = m_j \cdot \left(\frac{V_j}{\omega_1} \right)^2 = m_j \cdot \rho_{1j}^2, \quad (6.2)$$

где ρ_{1j} — радиус приведения j -го поступательно движущегося элемента к скорости ω_1 .

6.1.2. Приведение моментов и усилий к валу двигателя

Формулы приведения можно получить из равенства мощностей:

$$M_i \cdot \omega_i = M_{\text{пр}1i} \cdot \omega_1, \quad F_j \cdot V_j = M_{\text{пр}1j} \cdot \omega_1. \quad (6.3)$$

Из равенств (6.3) следует, что

$$M_{\text{пр}1i} = M_i \cdot (\omega_i/\omega_1) = M_i/i_{1i}, \quad (6.4)$$

$$M_{\text{пр}1j} = F_j \cdot (V_j/\omega_1) = F_j \cdot \rho_{1j}. \quad (6.5)$$

Рассмотренные ранее правила приведения моментов и усилий характерны для получения приведенных полезных моментов, но не статического момента на валу двигателя, так как не учитывают потери в кинематической цепи.

Для получения значения статического момента M_c необходимо знать направление потока энергии:

1) прямой поток мощности от вала двигателя к исполнительному механизму (подъем груза);

2) обратный поток мощности от вала исполнительного механизма к валу двигателя (спуск груза).

6.1.3. Расчет статического момента

Для *прямого направления потока энергии* статический момент равен:

1) для вращательного движения —

$$M_c = M_{\text{ио}} \cdot \frac{\omega_{\text{ио}}}{\omega_1 \cdot \eta} = \frac{M_{\text{ио}}}{i_p \cdot \eta}, \quad (6.6)$$

где $M_{\text{ио}}/i_p = M_{\text{пол}}$ — полезный приведенный момент исполнительного механизма; η — коэффициент полезного действия передачи;

2) для поступательного движения —

$$M_c = F_j \cdot \frac{V_j}{\omega_1} \cdot \frac{1}{\eta} = F_j \cdot \rho_{1j} \cdot \frac{1}{\eta}. \quad (6.7)$$

Для обратного направления потока энергии, например при спуске груза, когда поток энергии направлен от рабочей машины к двигателю, статический момент определяется из условия равенства мощностей:

1) при вращательном движении статический момент на валу двигателя равен

$$M_c = M_{\text{ио}} \cdot \frac{\omega_{\text{ио}}}{\omega_1} \cdot \eta = \frac{M_{\text{ио}}}{i_p} \cdot \eta, \quad (6.8)$$

где $M_{\text{ио}}/i_p = M_{\text{пол}}$ — приведенный полезный момент исполнительного органа;

2) при поступательном движении статический момент на валу двигателя равен

$$M_c = F_j \cdot \frac{V_j}{\omega_1} \cdot \eta = F_j \cdot \rho_{1j} \cdot \eta. \quad (6.9)$$

6.1.4. Приведение упругих деформаций

Для вращательного движения при постоянном значении передаточного отношения $i_{1i} = \text{const}$ приведенное значение упругой деформации

$$\Delta\varphi_1 = \Delta\varphi_{\text{пр}1i} = \Delta\varphi_i \cdot i_{1i}. \quad (6.10)$$

Для линейных перемещений при постоянстве радиуса приведения

$$\rho_{1j} = \Delta S_j / \Delta\varphi_1, \quad (6.11)$$

где ΔS_j — линейная упругая деформация.

Приведенное значение линейной деформации определим как

$$\Delta\varphi_{1i} = \Delta S_j / \rho_{1j}. \quad (6.12)$$

6.1.5. Приведение жесткостей упругих связей

При угловых деформациях приведенное к валу двигателя значение жесткости $C_{\text{пр}1i}$ равно

$$C_{\text{пр}1i} = C_i \cdot \left(\frac{\Delta\varphi_i}{\Delta\varphi_{\text{пр}1i}} \right)^2 = \frac{C_i}{i_{1i}^2}. \quad (6.13)$$

При линейных деформациях приведенная к валу двигателя жесткость C_j равна

$$C_{\text{пр}1j} = C_j \cdot \left(\frac{\Delta S_j}{\Delta\varphi_{\text{пр}1j}} \right)^2 = C_j \cdot \rho_{1j}^2, \quad (6.14)$$

поскольку $\Delta\varphi_{\text{пр}1j} = \Delta S_j / \rho_{1j}$.

Двухмассовая расчетная схема является основной при анализе динамики механической части электропривода.

Помимо последовательных расчетных схем существуют другие виды расчетных схем, например схема двухдвигательного электропривода (рис. 6.1), в котором двигатели (Дв.1 и Дв.2) работают на одну рабочую

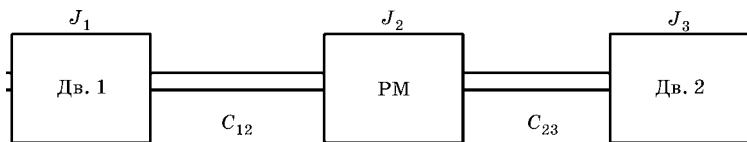


Рис. 6.1
Блок-схема двухдвигательного электропривода

машину (РМ). В этом случае механическая часть представляет параллельную расчетную схему, эквивалентная расчетная схема которой представлена на рисунке 6.2.

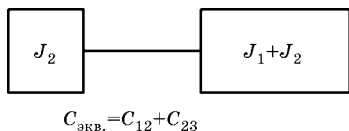


Рис. 6.2
Эквивалентная расчетная
схема двухдвигательного
электропривода

6.1.6. Расчет оптимального передаточного числа

При приведении параметров кинематической схемы к расчетной учитывается передаточное число редуктора, поэтому его значение следует оптимизировать.

Расчет оптимального передаточного числа редуктора $i_{\text{опт}}$ ведется с целью минимизации потерь в ЭП и увеличения его быстродействия. При неоптимальном передаточном числе максимум потерь будет приходиться на разгон и торможение ЭП. Чем больше число включений в час, тем большее влияние будет оказывать передаточное число редуктора. Для механизмов, имеющих большую частоту включений в час (600...800), принимают передаточное число, близкое к оптимальному значению:

$$i_{\text{опт}} = \pm \frac{M_c}{M_n} + \sqrt{\left(\frac{M_c}{M_n}\right)^2 + \frac{J_m}{\delta \cdot J_p}}, \quad (6.15)$$

где M_n — номинальный момент двигателя, Н·м; M_c — статический момент механизма на валу, Н·м; J_m — момент инерции приводного механизма, кг·м²; J_p — момент инерции ротора двигателя, кг·м²; δ — коэффициент, учитывающий моменты инерции отдельных звеньев передачи ($\delta = 1, 1, \dots, 1, 3$). Знак «плюс» в выражении (6.15) берется при пуске ЭП, а «минус» — при торможении.

При пуске и торможении приводного механизма входную $i_{\text{опт}}$ определяют по упрощенной формуле

$$i_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{J_m}{\delta \cdot J_p}}. \quad (6.16)$$

График зависимости $i_{\text{опт}}$ от соотношения M_c/M_n представлен на рисунке 6.3.

При малом числе включений в час передаточное число можно определить по упрощенной формуле. Если рабочий орган ЭП совершает

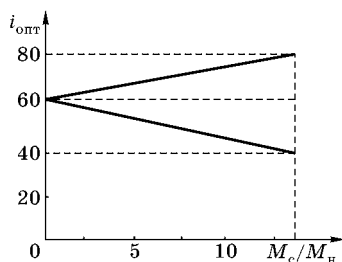


Рис. 6.3
Пример графика зависимости $i_{\text{опт}}$ от M_c/M_n

поступательное движение (тележка мостового крана), то передаточное число определяется по формуле

$$i_p = \frac{\omega_n \cdot d_k}{2v_2}, \quad (6.17)$$

где d_k — диаметр ходового колеса, м; ω_n — номинальная скорость двигателя, с⁻¹;

$$\omega_n = \frac{2\pi \cdot n_{\text{ном}}}{60};$$

v_2 — скорость перемещения тележки, м/с.

В зависимости от вида редуктора принимают стандартное передаточное число i_p :

1) цилиндрические горизонтальные редукторы — 8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 40;

2) червячные редукторы — 8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 15; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80.

Сравнивают фактическую скорость исполнительного органа рабочей машины, например тележки мостового крана, с расчетной при выбранном передаточном числе:

$$v_\phi = \frac{\omega_n \cdot d_k}{2i_p}, \text{ м/с.} \quad (6.18)$$

Отклонение фактической скорости от заданной величины составляет

$$\Delta v = \frac{v_2 - v_\phi}{v_2} \cdot 100\%. \quad (6.19)$$

Допустимо отклонение скорости 5...10% от заданного значения.

Пример

Рассчитаем передаточное число механической части электропривода (МЧЭП) главного движения в соответствии с кинематической схемой (рис. 6.4).

Передаточное число редуктора определим по формуле

$$i_p = \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_2}{z_1}, \quad (6.20)$$

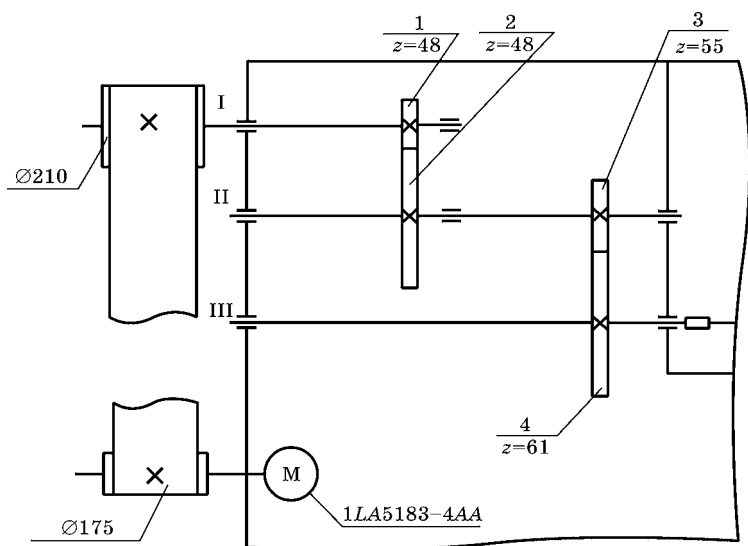


Рис. 6.4

Кинематическая схема привода главного движения станка

где z_1, z_2, z_3, z_4 — количество зубьев шестерней редуктора, т. е. первой, второй, третьей и четвертой шестерни соответственно.

Рассчитаем передаточное отношение для ременной передачи по формуле

$$i_{\text{рп}} = \frac{D_{\text{шквив2}}}{D_{\text{шквив1}}}, \quad (6.21)$$

где $D_{\text{шквив1}}, D_{\text{шквив2}}$ — диаметры ведущего и ведомого шкивов соответственно, мм.

Тогда передаточное отношение всего механизма равно

$$i_{\text{мех}} = i_{\text{р}} \cdot i_{\text{рп}}. \quad (6.22)$$

6.1.7. Приведение параметров кинематической схемы к валу электродвигателя

Выполним расчет моментов инерции масс, входящих в механическую систему.

Момент инерции ротора двигателя J_d , кг·м², берем из паспортных данных двигателя. Приведенный момент инерции редуктора принимают равным

$$J_{\text{ред.пр}} = (0,1 \dots 0,3) \cdot J_d. \quad (6.23)$$

Момент инерции детали рассчитываем как момент инерции цилиндра (необработанной заготовки) по формуле [7]

$$J_{\text{дет}} = \frac{1}{32} \rho \cdot h \cdot \pi \cdot D^4, \quad (6.24)$$

где h — высота цилиндра, м; D — диаметр цилиндра, м; ρ — плотность материала, кг/м³; $\rho = 7800$ кг/м³.

Аналогично рассчитаем моменты инерции, кг·м², ведущего и ведомого шкивов соответственно:

$$J_{\text{шквив1}} = \frac{1}{32} \rho \cdot h \cdot \pi \cdot D_{\text{шквив1}}^4, \quad (6.25)$$

$$J_{\text{шквив2}} = \frac{1}{32} \rho \cdot h \cdot \pi \cdot D_{\text{шквив2}}^4. \quad (6.26)$$

Жесткость связи между редуктором и шпинделем — C_v , Н·м.

Приводим параметры механической части электропривода к валу двигателя по формулам [7]

$$C_{v.\text{пр}} = \frac{C_v}{i^2}, \text{ Н·м};$$

$$J_{\text{дет.пр}} = \frac{J_{\text{дет}}}{i^2}, \text{ кг·м}^2;$$

$$J_{\text{шквив2.пр}} = \frac{J_{\text{шквив2}}}{i^2}, \text{ кг·м}^2;$$

$$J_{\text{шквив1.пр}} = J_{\text{шквив1}}, \text{ кг·м}^2.$$

6.1.8. Расчет ременной передачи

В начале расчета выберем модуль упругости: $E = 150 \cdot 10^6$ Па [8].

Выберем тип сечения ремня «Б» (рис. 6.5), для которого в пределах длин 630...6300 мм: а) высота сечения ремня $h = 10,5$ мм; б) расчетная ширина сечения ремня

$a_p = 14$ мм. Следовательно, площадь поперечного сечения ремня равна [8]

$$S_p = h \cdot a_p = 10,5 \cdot 14 = 147 \text{ мм}^2. \quad (6.27)$$

Приведенную жесткость ременной передачи рассчитаем по формуле [8]

$$C_{\Pi} = R_{\text{шкив1}}^2 \cdot E \cdot \frac{S_p}{L}, \quad (6.28)$$

где S_p — площадь поперечного сечения ремня, м^2 ; L — длина одной стороны свободного участка ремня; E — модуль упругости ремней, для трех строп равен $(150 \pm 15) \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$; $R_{\text{шкив1}}$ — радиус ведущего шкива;

$$C_{\Pi} = \left(\frac{175 \cdot 10^{-3}}{2} \right)^2 \cdot 150 \cdot 10^6 \cdot \frac{147 \cdot 10^{-6}}{1} = 168,820 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Высота цилиндра шкива рассчитывается, исходя из формы шкива для трехременной передачи (рис. 6.6):

$$h_{\text{шкив}} = 6 \cdot a_p = 6 \cdot 14 = 84 \text{ мм}.$$

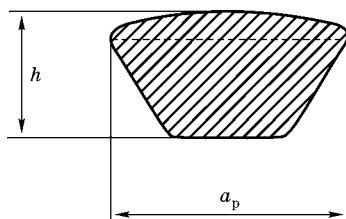


Рис. 6.5
Площадь поперечного сечения ремня

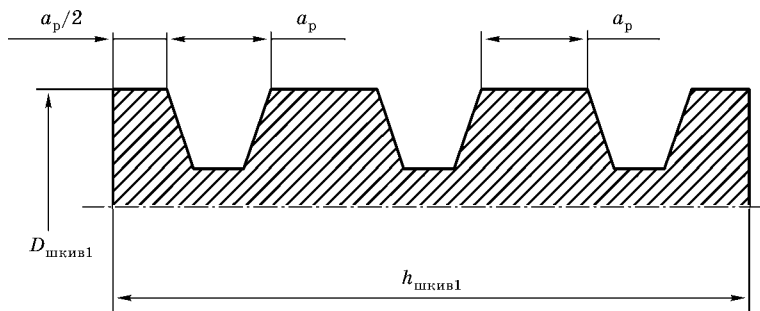


Рис. 6.6
Сечение ведущего (ведомого) шкива

6.1.9. Тележка мостового крана

Кинематическая схема механизма передвижения тележки мостового крана была представлена на рисунке 2.3 (см. п. 2.2). Для этой кинематической схемы имеем:

1) момент инерции механизма передвижения тележки —

$$J_{\text{м}} = J_{\text{тел}} + 2J_{\text{к}}, \quad (6.29)$$

где $J_{\text{тел}}$ — момент инерции тележки с грузом;

$$J_{\text{тел}} = m_{\text{мех}} \cdot R_{\text{к}}^2, \quad (6.30)$$

где $m_{\text{мех}} = m_{\text{гр}} + m_{\text{тел}}$ — масса механизма, кг; $R_{\text{к}}$ — радиус колеса, м; $J_{\text{к}}$ — момент инерции ходового колеса тележки;

2) момент инерции ходового колеса —

$$J_{\text{к}} = \frac{m_{\text{к}} \cdot R_{\text{к}}^2}{2}, \quad (6.31)$$

где $m_{\text{к}}$ — масса ходового колеса, кг;

$$m_{\text{к}} = \pi \cdot R_{\text{к}}^2 \cdot b_{\text{к}} \cdot \gamma, \quad (6.32)$$

где $b_{\text{к}}$ — ширина колеса, м; $\gamma = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^3$ — плотность стали.

Приведение параметров к валу ЭД

Суммарный момент инерции, приведенный к валу двигателя, будет определяться моментом инерции тележки, моментом инерции ходовых колес, моментом инерции тормозного шкива T и передачи редуктора P , а также моментом инерции ротора двигателя D .

Момент инерции тележки, приведенный к валу ЭД:

$$J_{\text{т.прив}} = m_{\text{мех}} \cdot \rho_j^2, \quad (6.33)$$

где ρ_j — радиус приведения, м;

$$\rho_j = \frac{R_{\text{к}}}{i_{\text{п}}}. \quad (6.34)$$

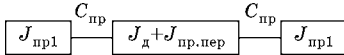
Момент инерции колеса тележки, приведенный к валу ЭД:

$$J_{\text{к.прив}} = \frac{J_{\text{к}}}{i_{\text{п}}^2}. \quad (6.35)$$

Суммарный приведенный момент инерции тормозного шкива и передачи редуктора:

$$J_{\text{пр.пер}} = (0,1 \dots 0,2) \cdot J_{\text{д}}. \quad (6.36)$$

Получаем *разветвленную* расчетную схему трехмассовой механической части ЭП (МЧЭП) (рис. 6.7), при этом

$$J_{\text{пр1}} = J_{\text{пр2}} = J_{\text{к.прив}} + \frac{J_{\text{т.прив}}}{2}.$$


Приведем трехмассовую систему к двухмассовой:

Рис. 6.7
Расчетная схема трехмассовой МЧЭП

$$J_{1\text{сум}} = J_{\text{д}} + J_{\text{пр.пер}},$$

$$J_{2\text{сум}} = J_{\text{пр1}} + J_{\text{пр2}}.$$

Эквивалентная жесткость упругой деформации равна

$$C_{\text{экв}} = 2C_{\text{пр}},$$

где $C_{\text{пр}}$ — жесткость муфты M ($C_{\text{м}}$), приведенная к валу ЭД:

$$C_{\text{пр}} = \frac{C_{\text{м}}}{i_{\text{п}}^2}.$$

Механизм подъема

Механизм подъема расположен на тележке мостового крана и предназначен для подъема и опускания груза в заданной точке перемещения мостового крана. Кинематическая схема механизма подъема изображена на рисунке 2.9 (см. п. 2.3).

Определим момент инерции барабана. В качестве барабана используется сплошной стальной цилиндр.

Масса барабана:

$$m_{\text{бар}} = \pi \cdot \frac{d_{\text{бар}}^2}{4} \cdot l_{\text{бар}} \cdot \gamma. \quad (6.37)$$

Радиус приведения барабана:

$$\rho_{\text{бар}} = \frac{R_{\text{бар}}^2}{2}. \quad (6.38)$$

Момент инерции барабана:

$$J_{\text{бар}} = m_{\text{бар}} \cdot \rho_{\text{бар}}^2. \quad (6.39)$$

Приведение моментов инерции к валу двигателя

Момент инерции груза:

$$J_{\text{гр.пр}} = m_{\text{гр}} \cdot \left(\frac{V_{\text{гр}}}{\omega_{\text{бар}}} \right)^2 \cdot \frac{1}{i_p^2}, \quad (6.40)$$

где $m_{\text{гр}}$ — масса груза, кг; $V_{\text{гр}}$ — линейная скорость движения груза, м/с; $\omega_{\text{бар}}$ — угловая скорость барабана, соответствующая линейной скорости $V_{\text{гр}}$; i_p — передаточное число редуктора механизма подъема.

Момент инерции барабана:

$$J_{\text{бар.пр}} = J_{\text{бар}} \cdot \frac{1}{i_p^2}.$$

Момент инерции редуктора и тормозного шкива:

$$J_{\text{ред.пр}} = (0,1 \dots 0,3) \cdot J_{\text{д}},$$

где $J_{\text{д}}$ — момент инерции ротора двигателя.

В результате получаем многомассовую расчетную схему (рис. 6.8).

Приведение жесткостей к валу двигателя

Приведенная жесткость муфты:

$$C_{2\text{пр}} = C_{\text{м}} \cdot \frac{1}{i_p^2}, \quad (6.41)$$

где $C_{\text{м}}$ — жесткость муфты, Н·м.

Приведенная жесткость каната:

$$C_{3\text{пр}} = C_{\text{к}} \cdot \rho^2; \quad (6.42)$$

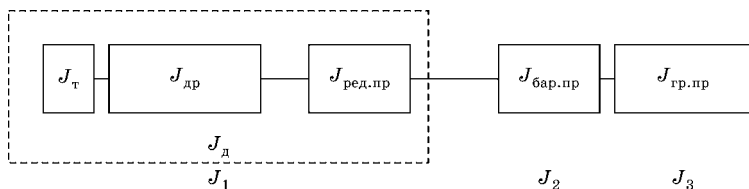


Рис. 6.8

Расчетная схема механизма подъема груза

где C_k — жесткость каната, Н·м; ρ — радиус приведения, м;

$$\rho = \rho_{\text{бap}} / i_p.$$

Приводим многомассовую систему (рис. 6.8) к двухмассовой:

$$J_{21} = J_2 \cdot \frac{C_{2\text{пр}}}{C_{2\text{пр}} + C_{3\text{пр}}}, \quad (6.43)$$

$$J_{23} = J_2 \cdot \frac{C_{3\text{пр}}}{C_{2\text{пр}} + C_{3\text{пр}}}, \quad (6.44)$$

$$C_{\text{экв23}} = \frac{C_{2\text{пр}} \cdot C_{3\text{пр}}}{C_{2\text{пр}} + C_{3\text{пр}}}. \quad (6.45)$$

Двухмассовая расчетная схема представлена на рисунке 6.9. На рисунке обозначено:

$$J_{1\Sigma} = J_1 + J_{21} = 1,2J_{\text{др}} + J_{21};$$

$$J_{2\Sigma} = J_3 + J_{23} = J_{\text{гр1.пр}} + J_{23}; \quad C_{12} = C_{\text{экв23}}.$$

Обобщим полученные данные и изобразим преобразованную двухмассовую расчетную схему (рис. 6.10).

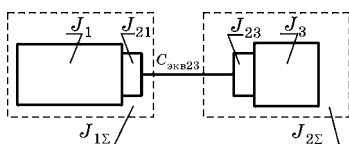


Рис. 6.9
Исходная двухмассовая
расчетная схема механизма
подъема

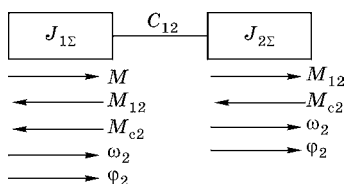


Рис. 6.10
Преобразованная двухмассовая
расчетная схема механизма подъема

6.2. РАСЧЕТ ДИНАМИКИ МЧЭП

6.2.1. Использование уравнений Лагранжа

Полученные в результате приведения параметров кинематической схемы расчетные схемы механической части электропривода позволяют по уравнениям Лагранжа составить систему уравнений, характеризующих поведение двухмассовой механической части электропривода (МЧЭП).

По рисунку 6.10 составим систему уравнений Лагранжа:

$$\begin{cases} M - M_{c1} - M_{12} = J_{1\Sigma} \cdot \frac{d\omega_1}{dt}, \\ M_{12} = \frac{C_{12}}{p} \cdot (\omega_1 - \omega_2), \\ M_{12} - M_{c2} = J_{2\Sigma} \cdot \frac{d\omega_2}{dt}. \end{cases} \quad (6.46)$$

В приведенных уравнениях приняты обозначения: M — момент двигателя, Н·м; M_{c1} — момент сопротивления, обусловленный силами трения в кинематической цепи, Н·м; M_{c2} — момент сопротивления рабочей машины, Н·м; M_{12} — момент упругой деформации, Н·м; p — оператор.

По уравнениям движения (6.46) можно построить структурную схему двухмассовой системы (рис. 6.11).

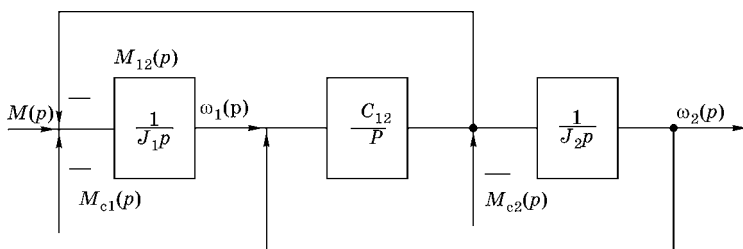


Рис. 6.11

Структурная схема двухмассовой системы

В реальных механических системах благодаря наличию сил внутреннего вязкого трения (диссипативных сил), пропорциональных скорости деформации тела и направленных встречно скорости деформации, удастся частично демпфировать упругие колебания.

Момент вязкого трения $M_{\text{вт}}$ равен

$$M_{\text{вт}} = \beta_{12} \cdot (\omega_1 - \omega_2), \quad (6.47)$$

где $\beta_{12} = \beta_{\text{вт}}$ — коэффициент внутреннего вязкого трения; ω_1 и ω_2 — угловые скорости концов деформируемого элемента.

Обобщенная схема двухмассовой упругой системы тогда примет вид, представленный на рисунке 6.12.

Структурная схема с учетом коэффициента вязкого трения претерпит изменения в звене упругой механической связи (рис. 6.13).

Параметр β_{12} , Н·м/с, определим по формуле

$$\beta_{12} = \frac{\lambda_{\text{вт}} \cdot C_{12}}{\pi \cdot \Omega_{12}}, \quad (6.48)$$

где $\lambda_{\text{вт}}$ — логарифмический декремент затухания, $\lambda_{\text{вт}} = 0,1 \dots 0,3$; Ω_{12} — частота свободных колебаний, с^{-1} .

На практике чаще всего пользуются коэффициентом затухания $\alpha_{\text{вт}}$ —

$$\alpha_{\text{вт}} = \frac{\lambda_{\text{вт}}}{2\pi} \cdot \Omega_{12} \quad (6.49)$$

и логарифмическим декрементом затухания $\lambda_{\text{вт}}$ —

$$\lambda_{\text{вт}} = \frac{\pi \cdot \Omega_{12} \cdot \beta_{12}}{C_{12}}. \quad (6.50)$$

Частота свободных колебаний Ω_{12} выражается формулой

$$\Omega_{12} = \sqrt{\frac{C_{\text{экв}} \cdot (J_{1\Sigma} + J_{2\Sigma})}{J_{1\Sigma} \cdot J_{2\Sigma}}}. \quad (6.51)$$

После подстановки (6.50) в (6.49) имеем

$$\alpha_{\text{вт}} = \frac{0,5 \Omega_{12}^2 \cdot \beta_{12}}{C_{12}}. \quad (6.52)$$

С учетом внутреннего вязкого трения поведение МЧЭП описывается системой уравнений вида

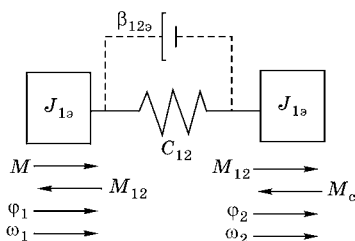


Рис. 6.12

Обобщенная схема двухмассовой упругой системы

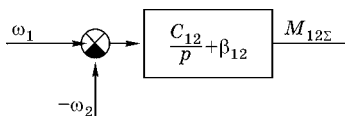


Рис. 6.13

Структурная схема двухмассовой упругой системы с учетом коэффициента вязкого трения

$$\begin{cases} M - M_{c1} - M_{12} = J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt}, \\ M_{12} - M_{c2} = J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt}, \\ M_{12} = \left(\frac{C_{12}}{p} + \beta_{12} \right) \cdot (\omega_1 - \omega_2). \end{cases} \quad (6.53)$$

В общем виде решением данной системы дифференциальных уравнений будут аналитические зависимости для $\omega_1(t)$, $\omega_2(t)$ и $M_{12}(t)$:

$$\omega_1(t) = \varepsilon_{cp} \cdot t + \frac{J_{2\Sigma}}{J_{1\Sigma}} \cdot \frac{\varepsilon_{cp}}{\Omega_{12}} \cdot e^{-\alpha_{вт} \cdot t} \cdot \sin(\Omega_p \cdot t), \quad (6.54)$$

$$\omega_2(t) = \varepsilon_{cp} \cdot t + \frac{\varepsilon_{cp}}{\Omega_{12}} \cdot e^{-\alpha_{вт} \cdot t} \cdot \sin(\Omega_p \cdot t), \quad (6.55)$$

$$M_{12} = M_{c2} + J_2 \cdot \varepsilon_{cp} \cdot e^{-\alpha_{вт} \cdot t} \cdot [1 - \cos(\Omega_p \cdot t)], \quad (6.56)$$

где Ω_p — частота резонансных колебаний, c^{-1} ,

$$\Omega_p = \sqrt{\Omega_{12}^2 - \alpha_{вт}^2}; \quad (6.57)$$

ε_{cp} — среднее ускорение при пуске,

$$\varepsilon_{cp} = \frac{M_{пуск} - M_{c2} - M_{c1}}{J_{\Sigma}}; \quad (6.58)$$

среднее ускорение должно быть не больше допустимого.

Пусковой момент (Н·м) для механизма определим из паспортных данных:

$$M_{пуск} = M_n \cdot \lambda. \quad (6.59)$$

Графики переходных процессов $\omega_1(t)$, $\omega_2(t)$ и $M_{12}(t)$ представлены на рисунках 6.14 и 6.15.

Одним из основных показателей качества электропривода является динамический коэффициент $K_{дин}$.

Динамический коэффициент без учета внутренних вязких сил:

$$K_{дин} = \frac{M_{12max}}{M_{12cp}} = \frac{M_{c2} + 2J_{2\Sigma} \cdot \varepsilon_{cp}}{M_{c2} + J_{2\Sigma} \cdot \varepsilon_{cp}}. \quad (6.60)$$

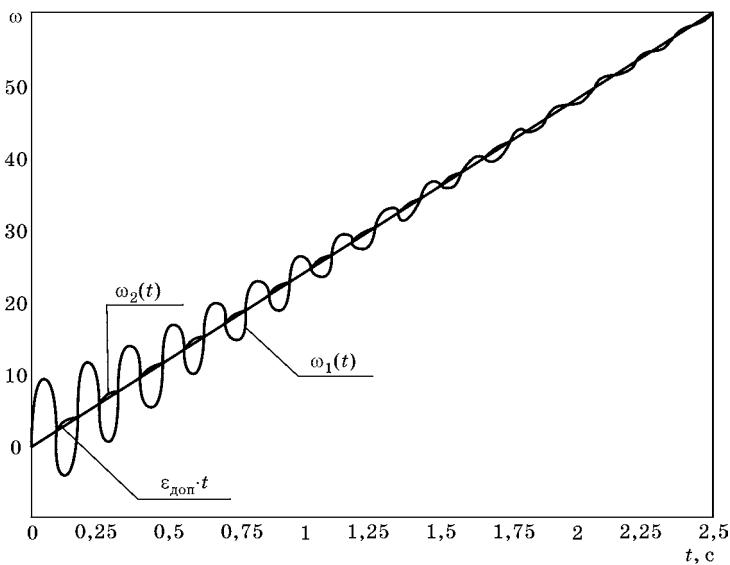


Рис. 6.14
График переходного процесса скоростей

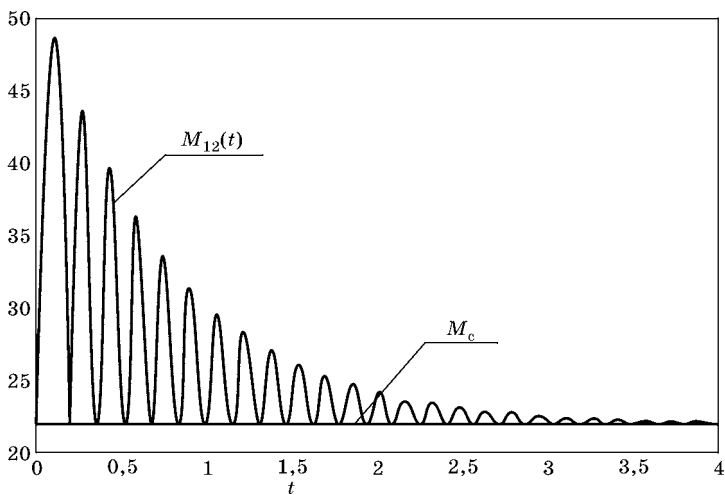


Рис. 6.15
График переходного процесса момента M_{12}

Динамический коэффициент с учетом внутренних вязких сил:

$$K_{\text{дин}} = \frac{M_{12\text{max}}}{M_{12\text{ср}}} = \frac{M_{\text{с}2} + 2J_{2\Sigma} \cdot \varepsilon_{\text{ср}} \cdot e^{-\lambda_{\text{вт}}/2}}{M_{\text{с}2} + J_{2\Sigma} \cdot \varepsilon_{\text{ср}}}. \quad (6.61)$$

Динамический коэффициент находится в диапазоне 1...2. Наиболее благоприятным является $K_{\text{дин}} = 1$.

При резонансной частоте амплитуда вынужденных колебаний значительно усиливается. Коэффициент резонансного усиления равен

$$k_{\text{рy}} = \frac{\pi}{\lambda_{\text{вт}}}. \quad (6.62)$$

Коэффициент резонансного усиления показывает, что демпфирование колебаний естественными диссипативными силами невелико и в зоне резонанса вынужденные колебания усиливаются от 10,47 до 31,4 раза, поскольку $\lambda_{\text{вт}} = 0,1 \dots 0,3$.

Дополнительное демпфирование колебаний возможно осуществить за счет выбора оптимальных для демпфирования параметров электропривода или с помощью закона управления. Первый способ связан, чаще всего, с введением дополнительного сопротивления в силовую цепь, что при больших токах в ЭП существенно ухудшает энергетические характеристики. Более приемлем второй способ.

6.2.2. Частотный анализ динамики двухмассовой МЧЭП

Для анализа свойств динамики двухмассовой МЧЭП используем частотный метод анализа.

Системе уравнений (6.53) соответствует структурная схема (рис. 6.16), которая позволит проанализировать динамические свойства механической части электропривода. Управляющим воздействием в этой системе является электромагнитный момент двигателя M_1 , а возмущающим — моменты $M_{\text{с}1}$ и $M_{\text{с}2}$. Регулируемыми переменными являются скорости ω_1 , ω_2 и нагрузка упругой связи M_{12} .

Возьмем передаточные функции $W_{\omega 1}(p)$, $W_{\omega 2}(p)$, $W_{M_{12}}(p)$ по управляющему воздействию, в качестве которого выступает момент двигателя.

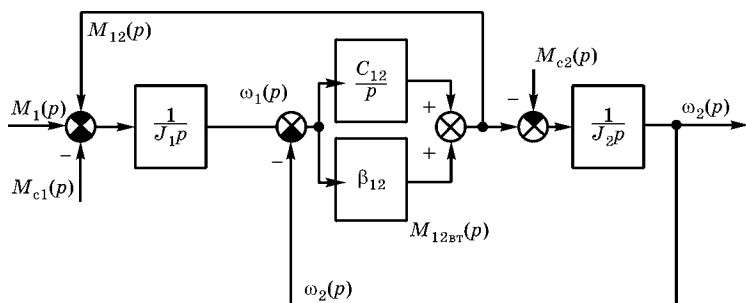


Рис. 6.16
Структурная схема МЧЭП

При учете сил внутреннего вязкого трения получим следующие передаточные функции:

1) по частоте вращения ω_1 —

$$W_{\omega_1}(p) = \frac{J_2 \cdot p^2 + (C_{\text{в}} + \beta_{12} \cdot p)}{p \cdot (J_1 \cdot J_2 \cdot p^2 + (C_{\text{в}} + \beta_{12} \cdot p) \cdot (J_1 + J_2))}; \quad (6.63)$$

2) по частоте вращения ω_2 —

$$W_{\omega_2}(p) = \frac{C_{\text{в}} + \beta_{12} \cdot p}{p \cdot (J_1 \cdot J_2 \cdot p^2 + (C_{\text{в}} + \beta_{12} \cdot p) \cdot (J_1 + J_2))}; \quad (6.64)$$

3) по моменту упругой деформации —

$$W_{M_{12}}(p) = \frac{J_2 \cdot (C_{\text{в}} + \beta_{12} \cdot p)}{J_1 \cdot J_2 \cdot p^2 + (C_{\text{в}} + \beta_{12} \cdot p) \cdot (J_1 + J_2)}. \quad (6.65)$$

Заменяя оператор p на $j\Omega$, получаем:

1) амплитудочастотные (АЧХ) характеристики —

$$A_{\omega_1}(\Omega) = |W_{\omega_1}(j\Omega)|, \quad (6.66)$$

$$A_{\omega_2}(\Omega) = |W_{\omega_2}(j\Omega)|, \quad (6.67)$$

$$A_{M_{12}}(\Omega) = |W_{M_{12}}(j\Omega)|; \quad (6.68)$$

2) фазочастотные (ФЧХ) характеристики —

$$\varphi_{\omega_1}(\Omega) = \arg |W_{\omega_1}(j\Omega)|, \quad (6.69)$$

$$\varphi_{\omega_2}(\Omega) = \arg |W_{\omega_2}(j\Omega)|, \quad (6.70)$$

$$\varphi_{M_{12}}(\Omega) = \arg |W_{M_{12}}(j\Omega)|. \quad (6.71)$$

С помощью программных средств MATLAB и Mathcad можно построить амплитудочастотные и фазочастотные характеристики выбранных параметров.

Графики амплитудочастотной и фазочастотной характеристик для $W_{\omega 1}(p)$ показаны на рисунке 6.17. По АЧХ (верхний график) и ФЧХ (нижний график) для скорости первой массы видно, что существуют характерные частоты, в которых АЧХ имеет максимум и минимум (максимум и минимум ограничены, так как в системе присутствуют диссипативные силы), а ФЧХ изменяет фазу. Первая частота обусловлена величиной самой первой массы, а вторую частоту привносит вторая масса. Чем больше вторая масса, тем существеннее ее влияние на динамику первой массы. Так как в системе присутствуют диссипативные силы, то на АЧХ при резонансной частоте наблюдается конечный максимум. На этой частоте наблюдается конечное увеличение амплитуды момента упругих деформаций.

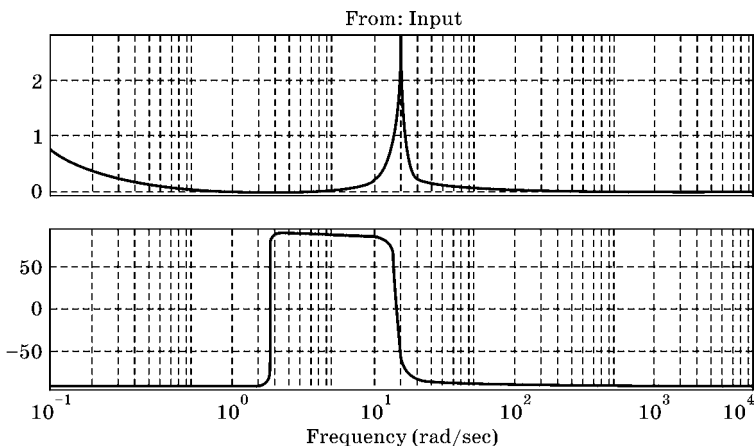


Рис. 6.17
Частотные характеристики скорости первой массы

Из рисунка 6.18 по АЧХ и ФЧХ для скорости второй массы $W_{\omega 2}(p)$ можно заметить, что на АЧХ при резонансной частоте существует также конечный максимум, поскольку в системе присутствуют диссипативные силы.

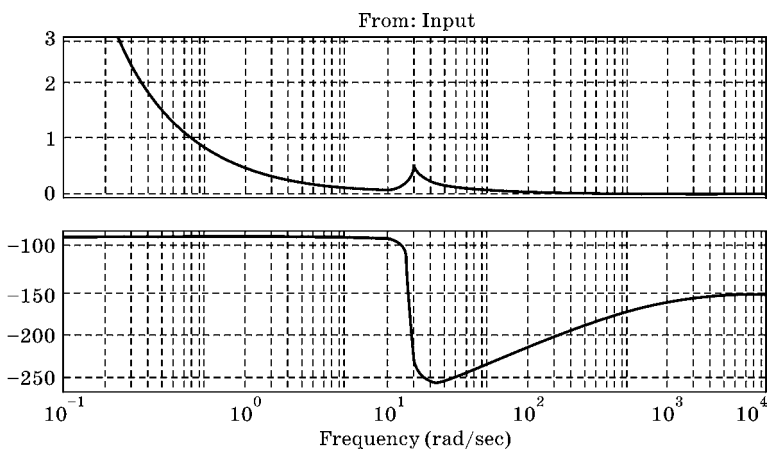


Рис. 6.18

Частотные характеристики скорости второй массы

Фаза на этой частоте изменяется на 180° . На этой же частоте наблюдается конечное увеличение амплитуды момента упругих деформаций, как это наблюдалось и для первой массы.

Заметим, что первая масса не вносит какие-либо изменения в АЧХ и ФЧХ второй массы. Отметим также, что увеличение амплитуды при резонансной частоте вынужденных колебаний характеризуется коэффициентом резонансного усиления, о котором говорилось ранее.

7

РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Большинство современных электроприводов являются регулируемыми в силу технологических требований или экономических соображений. Для определения координат электропривода (угловой скорости, момента, тока и т. п.) в установившемся состоянии необходимо уметь рассчитать так называемые механические и электромеханические характеристики.

7.1. ЕСТЕСТВЕННЫЕ МЕХАНИЧЕСКИЕ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АСИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Механическими характеристиками (МХ) электродвигателя называются зависимости установившейся скорости от вращающего момента — $n=f_1(M)$ или $\omega=f_2(M)$. Электромеханическими характеристиками (ЭМХ) электродвигателя называются зависимости установившейся скорости от тока — $n=f_3(I)$ или $\omega=f_4(I)$. Эти характеристики называются естественными, если они получены

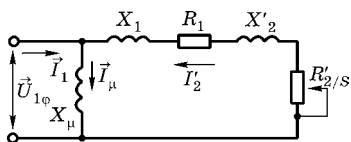


Рис. 7.1

Г-образная схема замещения
асинхронного двигателя

при номинальном напряжении, частоте и отсутствии добавочных сопротивлений в цепи ротора и статора. Характеристики двигателя называются искусственными при изменении любого из

перечисленных выше факторов. Для расчета указанных характеристик воспользуемся Г-образной схемой замещения, приведенной на рисунке 7.1.

7.1.1. Естественная механическая характеристика асинхронного двигателя

Для построения естественной механической характеристики (ЕМХ) используем уточненную формулу Клосса

$$M(s) = \frac{2M_K \cdot (1 + a \cdot s_K)}{\frac{s}{s_K} + \frac{s_K}{s} + 2a \cdot s_K}, \quad (7.1)$$

где M_K — критический момент двигателя, $M_K = m_K \cdot M_H$; m_K — отношение критического момента к номинальному; s_K — критическое скольжение; $a = R_1 / R'_2$ — коэффициент.

Определим синхронную угловую скорость магнитного поля статора:

$$\omega_1 = 2\pi \cdot f_1 / p_H, \quad (7.2)$$

где f_1 — частота питающей сети, Гц; p_H — число пар полюсов статора.

Известно, что угловая скорость ротора равна

$$\omega = \omega_1 \cdot (1 - s). \quad (7.3)$$

Подставляя значения скольжения в формулу Клосса, получим зависимость $M(\omega)$ — естественную механическую характеристику.

По паспортным данным определим пусковой, минимальный и критический моменты:

$$\begin{aligned} M_H &= m_H \cdot M_N, \\ M_{\min} &= m_{\min} \cdot M_H, \\ M_K &= m_K \cdot M_H, \end{aligned}$$

где m_H , m_{\min} , m_K — коэффициенты, равные отношению соответствующих моментов к номинальному моменту.

Определим угловую скорость при минимальном моменте. Известно, что $s_{\min} = 0,7 \dots 0,9$. Значение ω_{\min} определяем по формуле

$$\omega_{\min} = \omega \cdot (1 - s_{\min}).$$

На рисунке 7.2 представлена рассчитанная по формуле Клосса ЕМХ с паспортными значениями критического момента и критического скольжения.

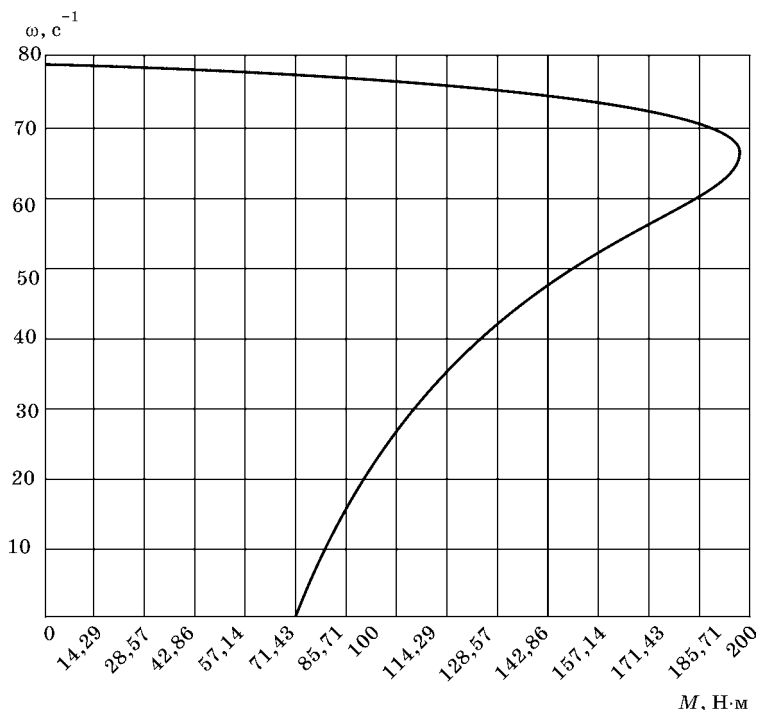


Рис. 7.2

Естественная механическая характеристика по формуле Клосса

На рисунке 7.3 показана ЕМХ, рассчитанная по формуле Клосса для скольжения $0 < s < 0,7$, а для $s > 0,7 \dots 0,9$ — по паспортным данным пускового и минимального моментов. Последняя характеристика отражает реальную механическую характеристику и приемлема для последующих расчетов.

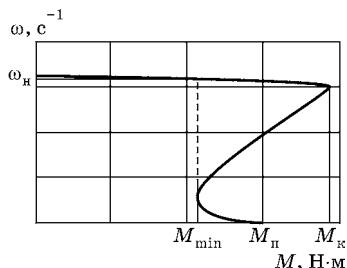


Рис. 7.3

Естественная механическая характеристика по формуле Клосса с учетом m_{\min} и m_n

Из анализа полученных графиков видно, что M_n , M_{π} и ω_n незначительно отличаются от паспортных данных. Это связано с тем, что формула Клосса является приближенной и не учитывает современных конструктивных особенностей двигателя. В связи с этим целесообразно сравнить полученную расчетную характеристику с паспортными данными, предлагаемыми заводом-изготовителем.

7.1.2. Естественная электромеханическая характеристика тока статора

Электромеханическую характеристику тока статора получим по формуле проф. В. А. Шубенко

$$I_1 = \sqrt{I_0^2 + (I_{1n} - I_0)^2 \cdot \frac{M \cdot s}{M_n \cdot s_n}}, \quad (7.4)$$

где I_1 — ток статора; I_0 — ток холостого хода; I_{1n} — номинальный ток статора; M, s — текущие значения момента и скольжения; M_n, s_n — номинальные значения момента и скольжения.

Ток холостого хода примерно равен току намагничивания:

$$I_0 = I_{\mu} = U_{1n} / X_{\mu}, \quad (7.5)$$

где U_{1n} — фазное напряжение питающей сети.

Номинальный ток статора:

$$I_{1n} = \frac{P_n}{3U_{1n} \cdot \cos \varphi_n \cdot \eta_n}, \quad (7.6)$$

где $\cos \varphi_n$, η_n — номинальные значения коэффициента мощности и КПД двигателя.

Значение номинального момента определим из условия

$$M_n = P_n / \omega_n. \quad (7.7)$$

По значениям номинального и критического скольжений получим для этих режимов соответствующие угловые скорости при синхронной скорости $\omega_1 = 78,54$ рад/с:

$$\omega_n = 78,54 (1 - 0,027) = 76,419 \text{ рад/с};$$

$$\omega_k = 78,54 (1 - 0,155) = 66,366 \text{ рад/с}.$$

Для проведения дальнейших расчетов необходимо найти базовое значение величины Z_6 :

$$Z_6 = U_{1н} / I_{1н}. \quad (7.8)$$

Определим абсолютные значения параметров схемы замещения, для чего умножим паспортные значения сопротивлений в относительных единицах на базовую величину:

$$R_1 = R'_1 \cdot Z_6, \quad R'_2 = R''_2 \cdot Z_6, \quad X_\mu = X'_\mu \cdot Z_6,$$

$$X_1 = X'_1 \cdot Z_6, \quad X'_2 = X''_2 \cdot Z_6,$$

где R_1 — активное сопротивление обмоток статора; X_1 —

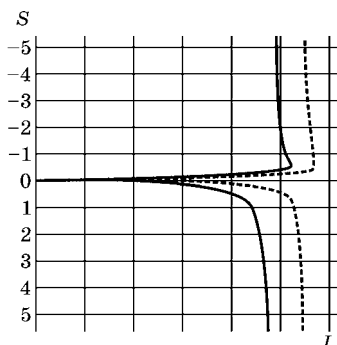


Рис. 7.4

Электромеханические характеристики АД:

сплошная линия — $I'_2(s)$; пунктирная линия — $I_1(s)$.

индуктивное сопротивление обмоток статора; R'_2 — активное сопротивление обмоток ротора, приведенное к статору; X'_2 — индуктивное сопротивление обмоток ротора, приведенное к статору; X_μ — индуктивное сопротивление намагничивающего контура.

Подставим полученные величины в формулу Шубенко (7.4) и рассчитаем естественную электромеханическую характеристику (ЕЭМХ) тока статора (рис. 7.4).

7.1.3. Естественная электромеханическая характеристика тока ротора

Определим естественную электромеханическую характеристику (ЕЭМХ) тока ротора по формуле [2]

$$I'_2 = \frac{U_{1\phi}}{\sqrt{\left(R_1 + \frac{R'_2}{s}\right)^2 + (x_1 + x'_2)^2}}. \quad (7.9)$$

По формуле (7.9), изменяя скольжение s , рассчитывают ЕЭМХ ротора. Графически данная зависимость представлена на рисунке 7.4.

Для асинхронных двигателей с фазным ротором (АДФР) при известных значениях номинального тока ротора, номинального момента и скольжения можно воспользоваться формулой Шубенко для построения $I_2(s)$ АДФР:

$$I_2(s) = I_{2н} \cdot \sqrt{\frac{M(s) \cdot s}{M_n \cdot s_n}}, \quad (7.10)$$

где $I_{2н}$ — номинальный ток ротора.

7.2. ЕСТЕСТВЕННЫЕ МЕХАНИЧЕСКАЯ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ ПОСТОЯННОГО ТОКА НЕЗАВИСИМОГО ВОЗБУЖДЕНИЯ

Электромеханическая $\omega = f_1(I_{я})$ и механическая характеристика $\omega = f_2(M)$ двигателя постоянного тока с независимым (параллельным) возбуждением (ДПТНВ) (рис. 7.5) рассчитываются по формулам

$$\omega = f_1(I_{я}) = \frac{U}{K \cdot \Phi_n} - \frac{R_{яц}}{K \cdot \Phi_n} \cdot I_{я}, \quad (7.11)$$

$$\omega = f_2(M) = \frac{U}{K \cdot \Phi_n} - M \cdot \frac{R_{яц}}{(K \cdot \Phi_n)^2}, \quad (7.12)$$

где ω — угловая скорость якоря электродвигателя, c^{-1} ; U — напряжение, приложенное к якорной цепи, В; $I_{я}$ — ток якоря электродвигателя, А; Φ_n — номинальный магнитный поток, создаваемый в электродвигателе при протекании номинального тока по обмотке возбуждения, Вб; K — конструктивная постоянная электродвигателя; M — электромагнитный момент, развиваемый электродвигателем, Н·м.

Анализируя уравнения (7.11) и (7.12), видим, что это уравнения прямых линий.

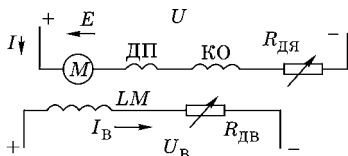


Рис. 7.5

Электрическая принципиальная схема двигателя постоянного тока независимого возбуждения

Естественными характеристиками двигателя являются механические (электрохимические) при номинальных значениях напряжения и потока и при отсутствии внешних резисторов в якорной цепи, например формулы (7.11) и (7.12). Искусственными являются механические (электрохимические) характеристики при значениях, отличных от номинальных, напряжения сети и потока двигателя (при введении внешнего резистора в цепь обмотки возбуждения) или при введении внешнего резистора в якорную цепь.

Сопротивление цепи якоря, Ом:

$$R_{яц} = R_{я} + R_{дя} + R_{дп} + R_{ко},$$

где $R_{я}$ — сопротивление обмотки якоря, Ом; $R_{дя}$ — добавочное сопротивление в цепи якоря, Ом; $R_{дп}$, $R_{ко}$ — соответственно, сопротивления обмоток дополнительных полюсов и компенсационной обмотки, Ом.

Добавочное сопротивление в цепи обмотки возбуждения LM обозначено через $R_{дв}$ (рис. 7.5).

Электромагнитный момент двигателя:

$$M = K \cdot \Phi \cdot I_{я}. \quad (7.13)$$

Электродвижущая сила (ЭДС) машины постоянного тока, направленная встречно напряжению U , В:

$$E = K \cdot \Phi \cdot \omega. \quad (7.14)$$

Уравнение электрического равновесия цепи якоря:

$$U_c = E + I_{я} \cdot R_{яц}. \quad (7.15)$$

Величина $U_c / (K \cdot \Phi) = \omega_0$ называется скоростью идеального холостого хода, а величина

$$\frac{I_{я} \cdot R_{я}}{K \cdot \Phi} = \frac{M_c \cdot R_{я}}{(K \cdot \Phi)^2} = \Delta \omega_c \quad (7.16)$$

— статическим перепадом скорости относительно ω_0 , вызванным наличием на валу двигателя статического момента M_c , создаваемого производственным механизмом, Н·м.

Тогда правомерна формула

$$\omega = \omega_0 - \Delta\omega_c. \quad (7.17)$$

Для построения естественной характеристики необходимо найти две точки. Одна из них определяется из паспортных данных двигателя для номинальных значений n_n , I_n и M_n :

$$\omega_n = \pi \cdot n_n / 30 = 0,105 n_n, \quad M_n = P_n / \omega_n,$$

где P_n — номинальная мощность двигателя, Вт; n_n — номинальная частота вращения двигателя, об/мин.

Вторая точка соответствует идеальному холостому ходу, когда $I=0$, $M=0$. Ее можно найти из уравнения (7.11) при подстановке паспортных данных двигателя:

$$\omega_0 = \frac{U_n \cdot \omega_n}{U_n - I_n \cdot R_{я\Sigma}}, \quad (7.18)$$

где $R_{я\Sigma} = R_{я} + R_{дп} + R_{ко}$.

Естественную механическую характеристику можно построить, зная скорость идеального холостого хода ω_0 и наклон характеристики, представляющей собой прямую линию. Величину наклона определяют по производной $dM/d\omega = \beta_c$, получившей название *статической жесткости механической характеристики*:

$$\beta_c = \frac{dM}{d\omega} = - \frac{(K \cdot \Phi)^2}{R_{я\Sigma}}. \quad (7.19)$$

На практике используют *модуль статической жесткости* $\beta = |\beta_c|$. С учетом сказанного уравнение механической характеристики можно записать в виде

$$\omega = \omega_0 - M/\beta. \quad (7.20)$$

Величина статической жесткости (7.19) зависит от сопротивления якорной цепи и магнитного потока возбуждения.

Предельное значение модуля жесткости можно получить при $\Phi = \Phi_n$ и отсутствии в цепи якоря сопротивления добавочного резистора $R_{дя}$.

Пример

Рассчитать и построить естественную электромеханическую характеристику двигателя 2ПФ-160МУ4 в абсолютных единицах. Дано:

- номинальная частота вращения 1500 об/мин;
- номинальная мощность 7,5 кВт;
- номинальный ток 38,0 А;
- номинальное напряжение 220 В;
- номинальный КПД 83,0%;
- максимальный вращающий момент 240 Н·м;
- максимальная скорость ($U = \text{var}$) 2250 об/мин;
- максимальная скорость ($\Phi = \text{var}$) 4000 об/мин;
- тепловая постоянная времени 12,78 мин;
- сопротивление обмотки якоря (15°C) 0,145 Ом;
- сопротивление добавочных полюсов (15°C) 0,101 Ом;
- индуктивность якорной цепи 4 мГн.

Решение

Естественная электромеханическая характеристика проходит через две точки — скорость идеального холостого хода ω_0 ($I_{\text{я}} = 0$) и номинальную угловую скорость $\omega_{\text{н}}$ ($I_{\text{я}} = I_{\text{н}}$).

Номинальная угловая скорость:

$$\omega_{\text{н}} = \frac{2\pi \cdot n_{\text{н}}}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1500}{60} = 157 \text{ с}^{-1}.$$

Так как сопротивление медного провода обмоток машины зависит от температуры, то в качестве расчетного примем сопротивление якорной цепи при температуре 105°C.

Определяем суммарное сопротивление якоря при 15°C:

$$R_{\text{я}\Sigma(15^\circ)} = R_{\text{я}(15^\circ)} + R_{\text{дп}(15^\circ)} = 0,145 + 0,101 = 0,246 \text{ Ом},$$

$$R_{\text{я}\Sigma(105^\circ)} = R_{\text{я}\Sigma(15^\circ)} \cdot [1 + \alpha_{\text{м}}(105 - 15)],$$

где $\alpha_{\text{м}} = 0,004 \text{ (}^\circ\text{C)}^{-1}$ — температурный коэффициент сопротивления меди;

$$R_{\text{я}\Sigma(105^\circ)} = 0,246 \cdot (1 + 0,004 \cdot 90) = 0,335 \text{ Ом}.$$

Скорость идеального холостого хода:

$$\omega_0 = \omega_n \cdot \frac{U_n}{U_n - I_n \cdot R_{\Sigma(105^\circ\text{C})}} = 157 \cdot \frac{220}{220 - 38 \cdot 0,335} = 166,6 \text{ с}^{-1}.$$

Номинальный статический перепад угловой скорости:

$$\Delta\omega_{\text{нс}} = 166,6 - 157 = 9,6 \text{ с}^{-1}.$$

Рассчитанная естественная электромеханическая характеристика приведена на рисунке 7.6.

Поскольку скорость идеального холостого хода определена, а номинальная скорость двигателя приведена в его паспортных данных, построить механическую характеристику не представляет значительных трудностей. Для этого по оси абсцисс откладывается номинальный ток, которому соответствует номинальная угловая скорость (одна из точек электромеханической характеристики).

Для построения естественной механической характеристики достаточно провести прямую через скорость идеального хода ω_0 и номинальную ω_n , которая соответствует номинальному моменту двигателя

$$M_n = P_n / \omega_n = 7500 / 157 = 47,8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

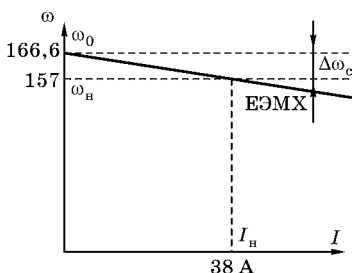


Рис. 7.6
ЕМХ двигателя 2ПФ-160МУ4

7.3. ИСКУССТВЕННЫЕ МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Искусственные характеристики в двигательном режиме, как правило, связаны с регулированием скорости согласно требованиям технологического режима исполнительного механизма рабочей машины или для обеспечения точного останова электропривода.

7.3.1. Точный останов исполнительного органа

В таблице 7.1 приведены погрешности для различных классов точности.

Таблица 7.1

Погрешности для различных классов точности

Параметр	Класс точности			
	1	2	3	4
Погрешность, мм	2...3	5...10	25...50	100...200
Относительная жесткость $1/S_H$	От 20 и выше	10...20	7...10	4...7

Для обеспечения точного останова электропривода необходимо снижение частоты вращения вала двигателя до скорости $v_{ост}$.

Определим среднюю линейную остановочную скорость:

$$v_{ост} = \sqrt{k_1^2 \cdot a_1^2 \cdot t_a^2 + 2k_2 \cdot a_1 \cdot \frac{\Delta S_{доп}}{k_{\pi}}} - k_1 \cdot a_1 \cdot t_a, \quad (7.21)$$

где

$$k_1 = \frac{\frac{\Delta v}{v_{ост}} + \frac{\Delta t}{t_a}}{2 \cdot \frac{\Delta v}{v_{ост}} + \frac{\Delta a}{a_1}}, \quad k_2 = \frac{k_1}{\frac{\Delta v}{v_{ост}} + \frac{\Delta t}{t_a}},$$

t_a , Δt — суммарное среднее значение и максимальное отклонение времени срабатывания всех последовательно действующих в схеме управления аппаратов; a_1 , Δa — среднее значение (принято равным допустимому) и максимальное отклонение ускорения; $v_{ост}$, Δv — среднее значение и максимальное отклонение скорости; $\Delta S_{доп}$ — допустимая неточность остановки; k_{π} — поправочный коэффициент.

Согласно [3] примем

$$\frac{\Delta v}{v_{ост}} = 0,3, \quad \frac{\Delta t}{t_a} = 0,15, \quad \frac{\Delta a}{a_1} = 0,2, \quad k_{\pi} = 1,1.$$

Для третьего класса примем $\Delta S_{доп} = 30$ мм.

Подставляя численные значения, получим

$$k_1 = \frac{0,3 + 0,15}{2 \cdot 0,3 + 0,2} = 0,5625, \quad k_2 = \frac{0,5625}{0,3 + 0,15} = 1,25.$$

Принимая $t_a = 2,222$ с, получим среднюю остановочную скорость:

$$v_{\text{ост}} = \sqrt{0,5625^2 \cdot 0,3^2 \cdot 2,222^2 + 2 \cdot 1,25 \cdot 0,3 \cdot \frac{30 \cdot 10^{-3}}{1,1}} - 0,5625 \cdot 0,3 \cdot 2,222 = 0,026 \text{ м/с}.$$

Угловая скорость вращения вала двигателя:

$$\omega_{\text{ост}} = \frac{v_{\text{ост}} \cdot i_p}{r_6}, \quad (7.22)$$

$$\omega_{\text{ост}} = \frac{0,026 \cdot 28}{0,1} = 7,378 \text{ с}^{-1}.$$

Диапазон регулирования:

$$D = \omega_n / \omega_{\text{ост}}. \quad (7.23)$$

Применительно к пассажирским лифтам (рис. 7.7) можно применить упрощенную методику расчета. За счет путевого выключателя ПВ1 снижается скорость, выключатель ПВ2 дает импульс на окончательное торможение, ПВ переводит привод в тормозной режим при неизменной рабочей скорости $\omega_{\text{раб}}$ (рис. 7.8) и отсутствии пониженной скорости $\omega_{\text{п1}}$ (рис. 7.9).

Для уменьшения неточности остановки необходимо уменьшить путь торможения, что осуществляется предварительным снижением скорости от $\omega_{\text{раб}}$ до $\omega_{\text{п1}}$, а затем вскоре производится окончательное торможение

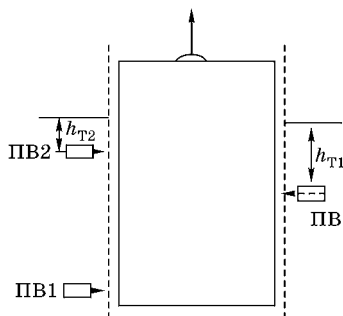


Рис. 7.7
Схема установки путевых выключателей пассажирского лифта

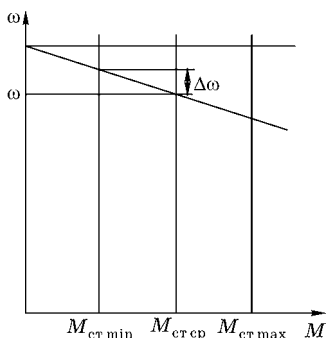


Рис. 7.8
Механическая
характеристика ДПТНВ
привода пассажирского лифта

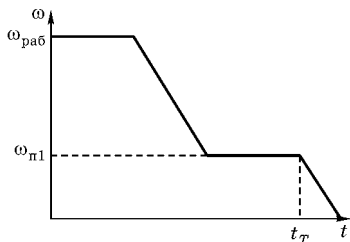


Рис. 7.9
Тахограмма движения лифта

до остановки (рис. 7.9). Механическая характеристика на «нижней» скорости $\omega_{п1}$ должна обладать достаточной жесткостью, чтобы снизить неточность остановки.

Желательная величина скорости $\omega_{п1}$ может быть найдена из выражения

$$J \cdot \frac{\omega_1}{2} = M_T \cdot \omega_{п1} \cdot t_T, \quad (7.24)$$

$$\omega_{п1} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta\varphi_{тд} \cdot M_T}{\sigma \cdot J}}, \quad (7.25)$$

где

$$\sigma = \frac{\Delta\varphi_{тд}}{\varphi_T} = 2 \cdot \frac{\Delta\omega_1}{\omega_1} + \frac{\Delta M_T}{M_T} + \frac{\Delta J}{J} + \frac{\Delta t}{t_0}, \quad \frac{\Delta t}{t_0} = 0,15,$$

$\Delta\varphi_{тд}$ — допустимая неточность остановки двигателя; t_0 — время срабатывания отключающей аппаратуры; $\Delta\omega_1$ — отклонение скорости; $t_T = \omega_{п1}/\varepsilon$ — время торможения; φ_T — путь торможения;

$$\varphi_T = \frac{J \cdot \omega_{п1}^2}{2M_T}, \quad (7.26)$$

где $J = J_{баз}$ при номинальной загрузке G_n ; M_T — полный тормозящий момент; $\Delta\varphi_T = \varphi_{тр} - \varphi_{тф}$ — разница между расчетным путем торможения $\varphi_{тр}$ и фактическим $\varphi_{тф}$. Допу-

стимая величина этой разницы $\Delta\varphi_{\text{тд}}$ определяется, исходя из величины допустимой неточности остановки рабочего органа (табл. 7.1).

Для лифта

$$\Delta\varphi_{\text{т}} = \Delta h_{\text{тд}} \cdot \frac{\omega}{v}, \quad (7.27)$$

где $\Delta h_{\text{тд}}$ — допустимая неточность остановки; ω — угловая скорость двигателя; v — соответствующая скорость кабины.

Наибольшее отклонение тормозного пути

$$\Delta\varphi_{\text{т}} \approx \frac{J \cdot \omega_{\text{п1}}}{M_{\text{т}}} \cdot \Delta\omega + \frac{J \cdot \omega_{\text{п1}}^2}{2M_{\text{т}}^2} \cdot \Delta M_{\text{т}} + \frac{\omega_{\text{п1}}^2}{2M_{\text{т}}} \cdot \Delta J \quad (7.28)$$

получено путем дифференцирования (7.27).

Разницу между расчетным путем торможения $\varphi_{\text{тр}}$ и фактическим $\varphi_{\text{тф}}$ можно определить и по формулам

$$\Delta\varphi_{\text{т}} \approx \varphi_{\text{т}} \cdot \left(2 \cdot \frac{\Delta\omega}{\omega_{\text{п1}}} + \frac{\Delta M_{\text{т}}}{M_{\text{т}}} + \frac{\Delta J}{J} \right), \quad (7.29)$$

$$\Delta\varphi_{\text{т}} = \frac{J \cdot \omega_{\text{п1}}^2}{2M_{\text{т}}} \cdot \left(2 \cdot \frac{\Delta\omega}{\omega_{\text{п1}}} + \frac{\Delta M_{\text{т}}}{M_{\text{т}}} + \frac{\Delta J}{J} \right). \quad (7.30)$$

Достижение пониженной скорости осуществляется с помощью формирования искусственной механической характеристики (ИМХ). Далее рассмотрены некоторые применяющиеся на практике системы управления электроприводами для получения подобных характеристик.

Под системой управления электроприводом подразумевается комплекс, состоящий из преобразователя электрической энергии, аппаратуры управления для коммутации токов в цепи электродвигателя, органа ручного управления или автоматического (программного) контроля, органа скоростного, путевого или иного контроля, а также элементов защиты электрооборудования и механизма, действующих, в конечном счете, на устройства отключения электропривода.

Наибольшее распространение в практике регулируемых электроприводов находят статические преобразователи. В них преобразование электрической энергии осуществляется путем бесконтактной коммутации цепей постоянного или переменного тока с помощью управляемых и неуправляемых полупроводниковых приборов.

Система управления должна обеспечивать необходимую последовательность переключения для реализации желаемых скоростных параметров, предотвращать при этом недопустимые перегрузки и обеспечивать необходимую защиту. Сравнительные технические данные для различных систем электроприводов переменного тока, нашедших применение в различных отраслях, приведены в таблице 7.2.

Из приведенных данных можно сделать вывод, что системы ТРН-АД и ТРС-АД удовлетворяют требованиям точности позиционирования, начиная с третьего класса, обладая для этого достаточным диапазоном регулирования скорости. Эти системы электропривода по удельной массе на 1 кВт мощности не уступают другим системам, что видно из таблицы 7.3.

Из таблиц 7.2, 7.3 следует, что системы ТРН-АД и ТРС-АД по показателям массы приемлемы для подъемно-транспортных механизмов.

Таблица 7.2

Технические данные систем электроприводов переменного тока

Параметр	Обозначение системы электропривода		
	ТРН-АД	ТРС-АД	ПЧ-АД
Регулирование скорости в сторону уменьшения	1:10	1:10	1:10 000
Регулирование пускового момента в сторону уменьшения	1:4	1:4	1:4
Диапазон мощностей, кВт	20...30	5...150	0,5...8000

Таблица 7.3

Удельная масса систем ТРН-АД и ТРС-АД

Система электропривода	Масса электропривода, кг/кВт, в интервале мощностей, кВт			
	5...12	12...30	30...70	70...150
ТРН-АД	45	26	28	20
ТРС-АД	45	26	28	20

К настоящему времени разработано и испытано значительное количество схем тиристорных асинхронных электроприводов с параметрическим управлением. В зависимости от способа включения управляемых тиристорных схем существуют две основные группы таких электроприводов:

- 1) с управлением в цепи статора;
- 2) с управлением в цепи ротора электродвигателя.

7.3.2. Система «тиристорный преобразователь напряжения — асинхронный двигатель» (ТРН-АД)

В основе принципа действия электроприводов с регулированием напряжения в цепи статора лежит изменение угла управления α вентиляльных элементов с неполной управляемостью (тиристор или симистор), включаемых в цепи переменного тока и работающих в режиме естественной коммутации (рис. 7.10). При изменении угла управления α , отсчитываемого от нулевого значения соответствующего фазного

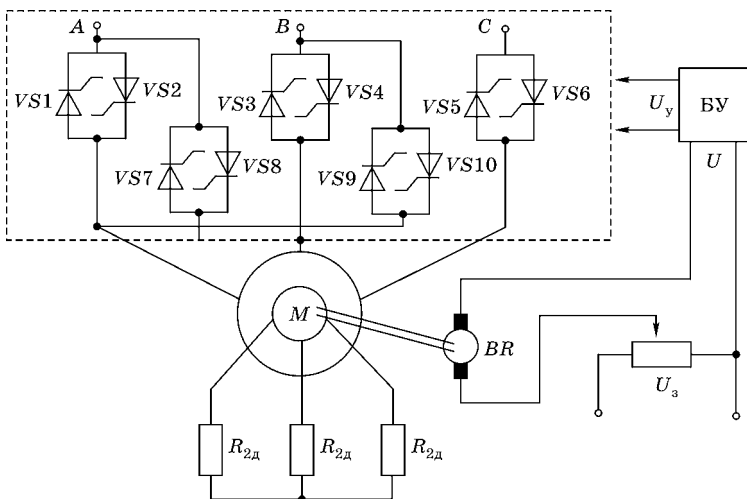


Рис. 7.10

Функциональная схема асинхронного ЭП с регулированием скорости при помощи ТРН:

VS1–VS10 — силовые тиристоры; БУ — блок управления; M — асинхронный двигатель; BR — тахогенератор; $R_{2д}$ — дополнительные сопротивления; $U_з$, U , U_y — соответственно напряжения задания, рассогласования, управления.

напряжения до 150 электрических градусов, напряжение, приложенное к зажимам двигателя, меняется от номинального значения до нуля. Так как вращающий момент пропорционален квадрату напряжения, то и момент изменяется от максимального значения до нуля.

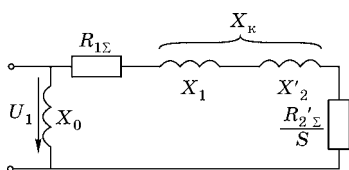


Рис. 7.11
Схема замещения системы
ТРН-АД

При анализе системы ТРН-АД асинхронный двигатель представляется активно-индуктивной нагрузкой, соответствующей схеме замещения двигателя (рис. 7.11). На схеме обозначены: X_0 — индуктивное сопротивление контура намагничивания, Ом; $X_K = X_1 + X'_2$ — индуктивное сопротивление короткого замыкания, Ом; X_1, X'_2 — индуктивные фазные сопротивления, обусловленные полем рассеяния обмоток статора и ротора, причем последнее приведено к обмотке статора, Ом.

Механические характеристики асинхронного двигателя при регулировании напряжения с помощью ТРН могут быть определены на основании соотношения

$$M(s) = \left(\frac{U_1}{U_{1н}} \right)^2 \cdot M_{гр}(s) = (\dot{U}_1)^2 \cdot M_{гр}, \quad (7.31)$$

где \dot{U}_1 — напряжение первой гармоники в относительных единицах в функции от угла нагрузки Θ при постоянном значении угла управления α ; $M_{гр}$ — момент на граничной механической характеристике, соответствующей углу $\alpha=0$,

$$M_{гр} = \frac{2M_{к.гр} \cdot (1 + a' \cdot s_{к.гр})}{\frac{s}{s_{к.гр}} + \frac{s_{к.гр}}{s} + 2a' \cdot s_{к.гр}}; \quad (7.32)$$

$M_{к.гр}$ — критический момент на граничной механической характеристике,

$$M_{к.гр} = \frac{3U_{1н}^2}{2\omega_1 \cdot (R_{1\Sigma} + \sqrt{R_{1\Sigma}^2 + X_K^2})}; \quad (7.33)$$

$U_{1н}$ — номинальное фазное напряжения сети, В; ω_1 — синхронная скорость двигателя; $R_{1\Sigma} = R_1 + R_t$ — суммарное сопротивление фазы обмотки статора и эквивалентного сопротивления фазы ТРН, Ом; s — скольжение; a' — параметр, характеризующий соотношение сопротивлений статора и ротора,

$$a' = \frac{R_{1\Sigma}}{R'_{2\Sigma}}; \quad (7.34)$$

$R'_{2\Sigma} = R'_2 + R_t$ — суммарное приведенное к обмотке статора активное сопротивление цепи одной фазы ротора, Ом.

Если в цепи ротора нет добавочного сопротивления и можно пренебречь активным сопротивлением ТРН, то граничная характеристика совпадает с естественной механической характеристикой.

Для приведенной схемы замещения (рис. 7.11) можно определить угол нагрузки по формуле

$$\theta = \arctg \left[\frac{(R_{1\Sigma} \cdot s + R'_{2\Sigma})^2 + X_K \cdot (X_0 + X_K) \cdot s^2}{R'_{2\Sigma} \cdot X_0 \cdot s + R_{1\Sigma} \cdot X_0 \cdot s^2} \right]. \quad (7.35)$$

Из (7.35) следует, что угол нагрузки θ характеризует АД как активно-индуктивную нагрузку ТРН и зависит от скольжения s .

На рисунке 7.12 представлено полученное расчетным путем семейство характеристик управления трехфазного ТРН без нулевого провода, в котором угол открывания тиристоров принят за фиксированный параметр, а угол нагрузки — за аргумент [6].

Для построения искусственной МХ в системе ТРН-АД необходимо определить величину напряжения U_1 при напряжении управления $U_y = 0$ (угол регулирования $\alpha = 135$ эл. град.) в замкнутой системе регулирования ско-

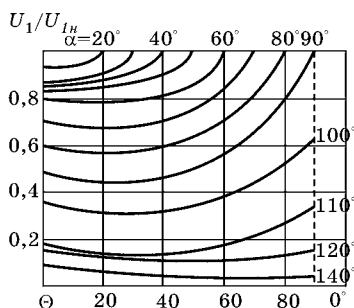


Рис. 7.12
Семейство характеристик
управления трехфазным ТРН
без нулевого провода

рости. Для этого воспользуемся зависимостями напряжения от сигнала управления в системе ТРН-АД (рис. 7.13) [6].

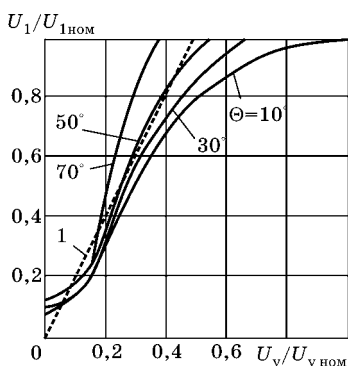


Рис. 7.13

Зависимость первой гармоники напряжения от сигнала управления в системе ТРН-АД

При $U_\gamma = 0$ $\dot{U}_{1и} = 0,1$, поэтому $U_{1и} = U_{1н} \cdot 0,1 = 220 \cdot 0,1 = 22$ В. По формуле (7.33) определим критический момент $M_{ки}$ при $U_{1и} = 22$ В, а пусковой момент по формуле

$$M_{пи} = M_{пе} \cdot (\dot{U}_1)^2, \quad (7.36)$$

где $M_{пе}$ — пусковой момент при $U_1 = U_{1н}$.

Пониженная скорость двигателя по (7.22) определяет требуемый диапазон регулирования скорости согласно (7.23).

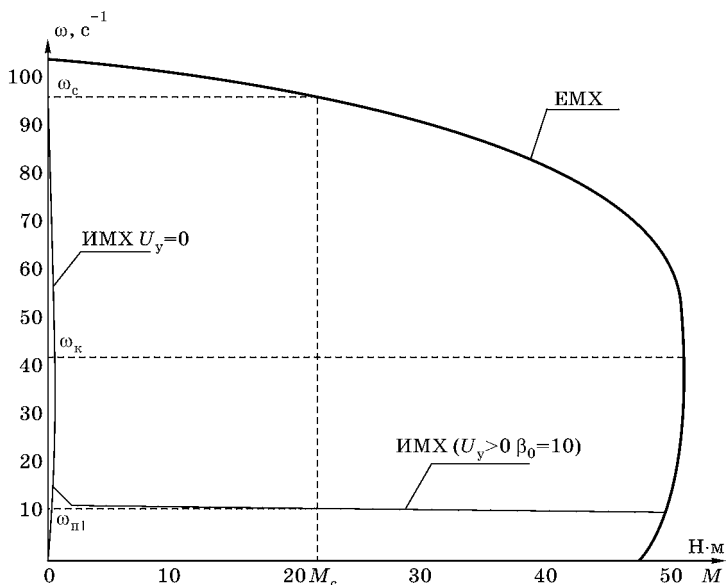


Рис. 7.14

ЕМХ и ИМХ в замкнутой системе ТРН-АД при $R_{2д} = 0$

В качестве примера использования зависимости первой гармоники напряжения от сигнала управления в системе ТРН-АД (рис. 7.13) на рисунке 7.14 приведены ЕМХ и ИМХ при разных значениях напряжения управления U_y и $R_{2д}=0$ при относительной жесткости β_0 .

Механическая характеристика замкнутой системы, рассчитанная для двигателя 4МТФ(Н)132L6, приведена на рисунке 7.15 (график 3), она обеспечивает третий класс точности позиционирования тележки мостового крана грузоподъемностью 500 кН. На рисунке 7.15 показаны ИМХ при регулировании угла управления тиристоров от 135 электрических градусов (кривая 1) до нуля (кривая 2). Для обеспечения $s_{кр}=1$ в цепь ротора введено дополнительное сопротивление $R_{2д}$ (рис. 7.10).

Система управления с ТРН обеспечивает требуемую относительную жесткость МХ на пониженной скорости $\beta_{ост}$, определяемую заданным классом точности позиционирования.

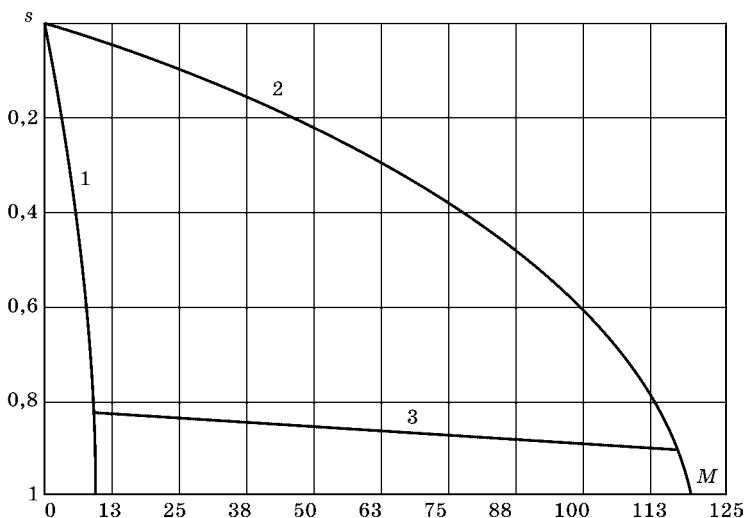


Рис. 7.15

Механические характеристики в замкнутой системе ТРН-АД при $R_{2д} > 0$ и $s_{кр}=1$

7.3.3. Система «импульсный регулятор сопротивления — асинхронный двигатель»

Наряду с управлением по цепи переменного тока статора регулирование скорости двигателя с фазовым ротором можно осуществлять за счет плавного изменения добавочного сопротивления в цепи ротора $R_{2д}$ путем применения управляемых тиристорных коммутаторов в роторе, когда значение эквивалентного добавочного сопротивления определяется временем проводящего состояния тириستоров γ . Реостатное управление осуществляется при неизменном (номинальном) напряжении статорных цепей. Схема силовой части привода, управляемого по цепи выпрямленного тока ротора, приведена на рисунке 7.16.

Здесь концы обмоток ротора включены в трехфазный неуправляемый мост с резистором, который шунтирован управляемым коммутатором $VS1$, т. е. имеем импульсное регулирование активного добавочного сопротивления в цепи ротора. Применение управления по цепи ротора позволяет вынести значительную часть потерь из двигателя, а в ряде

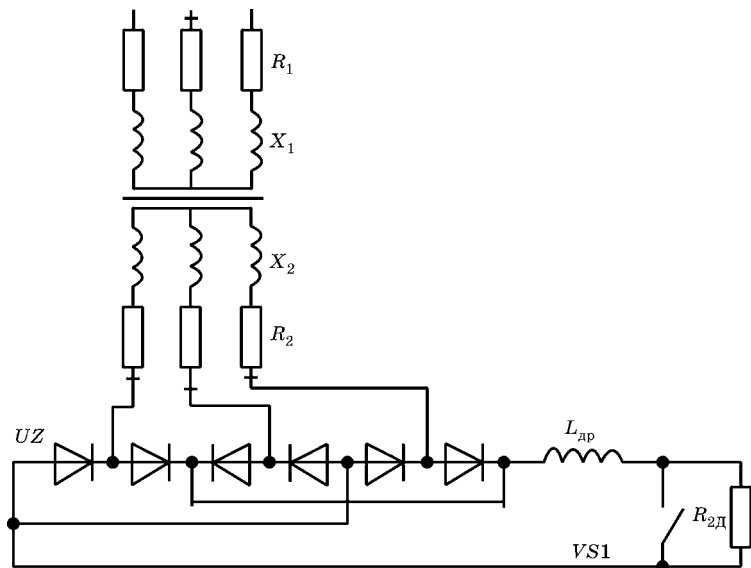


Рис. 7.16

Схема силовой части привода по системе ТРС-АД

случаев использовать энергию скольжения. Регулирование электропривода осуществляется посредством управления постоянным током, протекающим по цепи выпрямителя.

При использовании ключа $VS1$ на основе тиристоров с искусственной коммутацией частота в схемах составляет $f_k = 300 \dots 400$ Гц, поэтому для ограничения амплитуды пульсаций выпрямленного тока ротора вводят дроссель $L_{др}$. При использовании транзисторного ключа значение f_k может быть значительно повышено, что позволяет исключить из схемы $L_{др}$. Схема замещения системы «тиристорный регулятор сопротивления — асинхронный двигатель» представлена на рисунке 7.17.

При работе управляемого тиристорного коммутатора K по цепи выпрямленного тока проходит постоянный пульсирующий ток. Добавочное сопротивление в цепи ротора в зависимости от скважности определяется по известной формуле

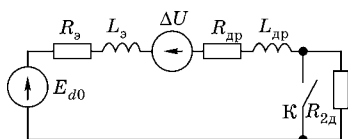


Рис. 7.17
Схема замещения системы
ТРС-АД

$$R_{2э} = R_{2д} \cdot (1 - \gamma).$$

Для асинхронного двигателя установившееся значение момента в относительных единицах описывается выражением

$$m = \frac{(1 - \sigma) \cdot (\alpha'_r) \cdot r \cdot s}{\sigma \cdot X_s \cdot (a^2 + b^2)},$$

где σ — полный коэффициент рассеяния, $\sigma = (X_s \cdot X_r - X_m) / (X_s \cdot X_r)$; X_s — суммарное индуктивное сопротивление статора, $X_s = X_1 + X_m$; $X_m = X_0$ — индуктивное сопротивление контура намагничивания; X_r — суммарное индуктивное сопротивление ротора, приведенное к обмотке статора, $X_r = X'_2 + X_m$; s — скольжение;

$$a = a'_r \cdot a'_s \cdot r \cdot \sigma - s, \quad b = a'_r \cdot r - a'_s \cdot s,$$

$$r = \frac{R_2 + R_{2д}}{R_2}, \quad a'_r = \frac{R'_2}{\sigma \cdot X_r}, \quad a'_s = \frac{R_1}{\sigma \cdot X_s}.$$

Механические характеристики в разомкнутой системе ТРС-АД (графики 1 и 2) представлены на рисунке 7.18.

На данных графиках видны зависимости при наличии добавочного сопротивления в цепи ротора (характеристика 2) и естественная механическая характеристика 1 (γ в данном случае равна 1).

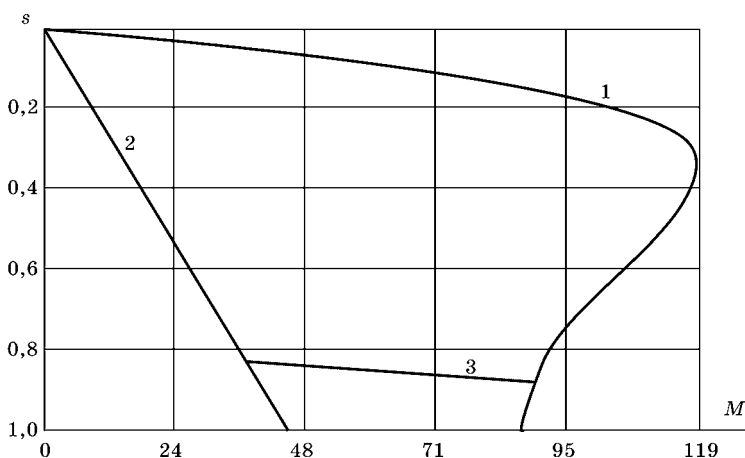


Рис. 7.18
Механические характеристики в системе ТРС-АД

Введение обратных связей по току и напряжению в цепи ротора двигателя позволяет обеспечить работу электропривода на пониженной скорости (рис. 7.18) на заданной жесткой механической характеристике (график 3).

В процессе регулирования скорости асинхронного двигателя возникает необходимость поддерживать неизменный момент на валу, что возможно осуществить при плавном изменении добавочного сопротивления в цепи ротора.

Зависимость изменения суммарного сопротивления ротора в относительных единицах от скольжения при определенных значениях статического момента рассчитывается по формуле

$$r = \frac{-G + \sqrt{G^2 - 4m^2 \cdot O^2 \cdot N \cdot M}}{2m \cdot O \cdot M}, \quad (7.37)$$

где $G = m \cdot O \cdot L - A$; m — установившееся значение момента в относительных единицах; $O = \sigma \cdot X_s$;

$$L = 2(a'_r \cdot a'_s \cdot r \cdot s - B \cdot s), \quad A = (1 - \sigma) \cdot a'_r \cdot s,$$

$$B = a'_r \cdot a'_s \cdot \sigma, \quad M = (a'_r \cdot B)^2, \quad N = (a'^2_s - 1) \cdot s^2.$$

Подставляя в данную формулу значение постоянного момента, можно проследить, как должно меняться суммарное сопротивление цепи ротора при изменении скольжения от 0 до 1. Значение добавочного сопротивления в цепи ротора, приведенного к обмотке статора, определяют по формуле

$$R'_{2д} = (1 - r) \cdot R'_2.$$

Дальнейшее развитие и совершенствование тиристорных регулируемых асинхронных электроприводов может быть достигнуто при совместном воздействии с помощью тиристорных устройств на статорные и роторные цепи асинхронных двигателей с фазовым ротором. Совместное управление (рис. 7.19) представляет собой сочетание двух способов управления асинхронным двигателем: с помощью тиристорного регулятора напряжения осуществляется изменение напряжения U_1 , а при изменении скважности γ — плавное регулирование добавочного сопротивления в цепи ротора. Такой способ управления позволяет при регулировании скорости наилучшим образом перераспределить потери между двигателем и добавочным сопротивлением в роторной цепи, получая желаемые механические характеристики по аналогии с ранее рассмотренными способами.

Совместное управление обеспечивает одинаковые относительные нагрузки статора и ротора при любых заданных значениях момента и скольжения в случае соблюдения условий

$$R'_{2\Sigma} = R'_2 \cdot \frac{s}{s_H}, \quad U_1 = U_1 \cdot \frac{M}{M_H}.$$

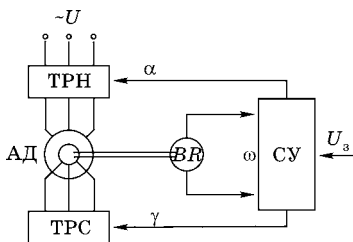


Рис. 7.19

Схема совместного управления асинхронным электроприводом: ТРН — тиристорный регулятор напряжения; ТРС — тиристорный регулятор сопротивления; СУ — система управления; U_3 — напряжение задания.

Кроме того, совместное управление позволяет добиться минимума электрических потерь во всем электроприводе, включая добавочные роторные сопротивления, что дает возможность получать максимальный КПД электропривода.

7.4. СИСТЕМА «ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ ЧАСТОТЫ — АСИНХРОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ» (ПЧ-АД)

7.4.1. Общие сведения

Частотный способ является одним из наиболее перспективных и широко используемых в настоящее время способов регулирования скорости АД. Этот способ обеспечивает плавное регулирование в широком диапазоне, а получаемые при этом механические характеристики обладают высокой жесткостью. Частотный способ отличается к тому же и еще одним весьма важным свойством: при регулировании скорости АД не происходит увеличения его скольжения, поэтому при таком способе регулирования потери скольжения оказываются небольшими, что обеспечивает частотному способу высокую экономичность. Одновременным изменением частоты и напряжения, питающих АД, можно получить механические характеристики, наиболее соответствующие особенностям исполнительного механизма, а это, как показывает теория и практика, способствует снижению общих потерь электроэнергии в электроприводе.

Частотное регулирование асинхронного двигателя заложено в самом принципе его действия. Анализ работы многофазного асинхронного двигателя при переменной частоте был проведен академиком М. П. Костенко в 1925 г. Учитывая, что значительное число исполнительных органов имеют механическую характеристику, зависящую от скорости вращения, М. П. Костенко вывел соотношение между напряжением источника U_1 , частотой тока f_1 и характером статического момента механизма при следующих допущениях:

- 1) падение напряжения в активных сопротивлениях статора пренебрежимо мало;

- 2) магнитная цепь машины не насыщена;
- 3) индуктивность обмоток двигателя постоянна.

В основу закона Костенко положено сохранение постоянства коэффициента перегрузочной способности λ_1 при регулировании напряжения и частоты.

С учетом сделанных допущений уравнение Костенко можно записать в относительных единицах:

$$\dot{U}_1 = \dot{f}_{1i} \cdot \sqrt{\dot{M}_c(\omega)}, \quad (7.38)$$

где

$$\dot{U}_1 = \frac{U_1}{U_{1H}}, \quad \dot{f}_{1i} = \frac{f_{1i}}{f_{1H}}, \quad \dot{M}_c = \frac{M_c(\omega_i)}{M_c(\omega_H)}.$$

Для многих механизмов зависимость статического момента нагрузки от угловой скорости может быть представлена в виде степенной функции:

$$M_c = M_0 + (M_{сн} - M_0) \cdot (\omega/\omega_H)^q, \quad (7.39)$$

где M_0 — момент холостого хода, Н·м; $M_{сн}$ — момент нагрузки при номинальной (паспортной) скорости ω_H рабочей машины, Н·м; q — степень, выражающая изменение момента сопротивления от скорости.

Разделив члены уравнения (7.39) на $M_{сн}$, получим механическую характеристику рабочей машины в относительных единицах. Тогда уравнение (7.38) примет вид

$$\dot{U}_1 = \dot{f}_1 \cdot \sqrt{\dot{M}_0 + (1 - \dot{M}_0) \cdot \dot{\omega}^q}. \quad (7.40)$$

Это уравнение можно несколько упростить, если положить, что $\dot{M}_0 \ll 1$, а скорость асинхронного двигателя на линейной части механической характеристики отличается незначительно от синхронной скорости ω_1 , т. е. $\omega \approx \omega_1$ и $\omega = f_1$. Тогда

$$\dot{U}_1 = \dot{f}_1 \cdot \sqrt{\dot{f}_1^q}. \quad (7.41)$$

Таким образом, закон частотного регулирования Костенко показывает, что оптимальный характер из-

менения напряжения при регулировании скорости изменением частоты определяется видом механической характеристики рабочей машины. Что это дает в конечном итоге? Во-первых, удастся сохранять постоянным запас статической устойчивости в принятом диапазоне регулирования. Во-вторых, при снижении нагрузки с уменьшением частоты f_1 удастся уменьшить магнитный поток двигателя, так как момент двигателя пропорционален квадрату магнитного потока в воздушном зазоре. Это позволяет при неизменном запасе устойчивости по перегрузочной способности снизить потери в стали двигателя и повысить экономические показатели электропривода.

В зависимости от вида механической характеристики рабочей машины можно получить следующие уравнения, вытекающие из основного закона частотного регулирования Костенко (7.40):

1. При постоянном моменте нагрузки $M_c = \text{const}$ согласно (7.41) получаем

$$\frac{U_1}{f_1} = \text{const}. \quad (7.42)$$

Этот закон еще называют номинальным. Напряжение на статоре изменяется пропорционально частоте источника питания.

2. При вентиляторной нагрузке соотношение (7.41) имеет вид

$$\frac{U_1}{f_1^2} = \text{const}. \quad (7.43)$$

3. При нагрузке, обратно пропорциональной скорости, получаем

$$\frac{U_1}{\sqrt{f_1}} = \text{const}. \quad (7.44)$$

В таблице 7.4 представлены соотношения моментов, напряжений и мощности для наиболее распространенных видов механических характеристик согласно основному закону Костенко.

Таблица 7.4

Соотношения моментов, напряжений и мощности

Показатель q	Характер изменения			Механизм
	момента	мощности	напряжения	
0	const	$\dot{P}_2 = \dot{f}_1$	$\dot{U}_1 = \dot{f}_1$	Конвейер
1	$\dot{M}_c = \dot{f}_1$	$\dot{P}_2 = (\dot{f}_1)^2$	$\dot{U}_1 = (\dot{f}_1)^{3/2}$	Генератор
2	$\dot{M}_c = (\dot{f}_1)^2$	$\dot{P}_2 = (\dot{f}_1)^3$	$\dot{U}_1 = (\dot{f}_1)^2$	Вентилятор
-1	$\dot{M}_c = (\dot{f}_1)^{-1}$	const	$\dot{U}_1 = (\dot{f}_1)^{1/2}$	Металлорежущие станки

Диапазон регулирования скорости вращения ротора ограничен значениями сверху и снизу. Верхняя граница определяется насыщением магнитопровода машины. Нижняя граница диапазона регулирования обусловлена тем, что при малых частотах напряжения U_1 начинает проявляться влияние активного сопротивления статора R_1 . Это приводит к существенному снижению критического момента двигателя.

В связи с приведенными выше соображениями в дальнейшем в основной закон Костенко были введены коррекции, о которых речь пойдет далее.

7.4.2. Закон постоянного полного потока (IR-компенсация)

Органичный недостаток номинального закона управления напряжением заключается в падении напряжения на первичных активных сопротивлениях статора (рис. 7.20), что приводит к уменьшению магнитного потока, а следовательно, к снижению электромагнитного момента двигателя.

Для исключения этого явления было предложено регулировать напряжение на выводах двигателя таким образом, чтобы падение напряжения в первичных активных сопротивлениях точно компенсировалось,

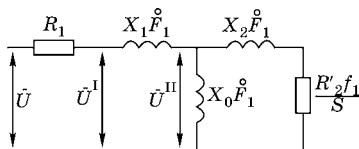


Рис. 7.20

Т-образная схема замещения асинхронного двигателя при IR-компенсации

т. е. осуществлять регулирование напряжения по закону IR-компенсации, при котором полный поток двигателя остается неизменным при всех частотах, что важно при постоянном значении статического момента. Поэтому закон IR-компенсации точнее называть законом регулирования напряжения, обеспечивающим постоянство полного потока двигателя.

Необходимая частота питающей сети в относительных единицах будет равна

$$\overset{\circ}{f}_1 = \frac{f_{1и}}{f_{1н}} = \frac{\omega_{1и}}{\omega_1},$$

где $\omega_{1и}$ — синхронная скорость на искусственной характеристике при частоте $f_{1и}$; ω_1 — синхронная скорость на естественной характеристике при частоте $f_{1н} = 50$ Гц.

Синхронную скорость $\omega_{1и}$ при $f_{1и}$ найдем из формулы

$$\omega_{1и} = \omega_{ост} + \Delta\omega_{се}, \quad (7.45)$$

где $\Delta\omega_{се}$ — статический перепад скорости на ЕМХ,

$$\Delta\omega_{се} = \omega_1 \cdot s_c; \quad (7.46)$$

s_c — скольжение при статическом моменте M_c ,

$$s_c = (M_c / \beta) \cdot \omega_1; \quad (7.47)$$

$\beta = M_n / \omega_1 \cdot s_n$ — жесткость ЕМХ.

Частота тока на искусственной характеристике, Гц:

$$f_{1и} = \frac{\omega_{1и} \cdot p}{2\pi},$$

где p — число пар полюсов асинхронного двигателя.

Критический момент на ИМХ определим по формуле

$$M_{ки} = \frac{3(U'_{ном})^2}{2\omega_{1и}} \cdot \frac{1}{X_1 \cdot (1 + \tau) + X'_2(1 + \tau_1)}, \quad (7.48)$$

где $U'_{ном} = U_{1фн} - I_{1н} \cdot R_1$; $\tau = \tau_x + \tau_2 + \tau_1 \cdot \tau_2$ — общий коэффициент рассеяния; $\tau_1 = X'_1 / X'_\mu$ — коэффициент рассеяния обмотки статора; $\tau_2 = X'_2 / X'_\mu$ — коэффициент рассеяния обмотки ротора.

Критическое абсолютное скольжение получим из уравнения (7.42):

$$s_{\text{ак}} = \frac{R'_2 \cdot (1 + \tau_1)}{X_1 \cdot (1 + \tau_2) + X'_2}. \quad (7.49)$$

Используем уточненную формулу Клосса для расчета ИМХ при $f_{1\text{н}}$:

$$M_{\text{и}}(s) = \frac{2M_{\text{ки}} \cdot (1 + a \cdot s_{\text{ки}})}{\frac{s}{s_{\text{ки}}} + \frac{s_{\text{ки}}}{s} + 2a \cdot s_{\text{ки}}}. \quad (7.50)$$

Критическое скольжение $s_{\text{ки}}$ рассчитываем по формуле

$$s_{\text{ки}} = s_{\text{ак}} / f_{1\text{н}}^{\circ}, \quad (7.51)$$

где $f_{1\text{н}}^{\circ} = f_{1\text{н}} / f_{1\text{н}}$ — частота сети в относительных единицах.

Подставим полученные значения в формулу искусственной механической характеристики, учитывая, что скольжение

$$s = \frac{\omega_{1\text{н}} - \omega}{\omega_{1\text{н}}}.$$

Пример

Требуется рассчитать механические характеристики АД 4А80В6УЗ при управлении по постоянному полному потоку. Номинальная мощность двигателя $P_{2\text{н}} = 1,1$ кВт.

Дано: $m_{\text{п}} = 2,0$; $m_{\text{м}} = 1,6$; $m_{\text{к}} = 2,2$; $s_{\text{н}} = 8\%$; $s_{\text{к}} = 38\%$; $i_{\text{п}} = 4,0$; $J_{\text{др}} = 0,0046$ кг·м²; $U_{1\text{л}} = 220/380$ В; $d = 0,25$ мм; $2p = 6$; $R_{1(20)} = 6,26$ Ом, где $m_{\text{п}} = M_{\text{п}}/M_{\text{н}}$, $m_{\text{м}} = M_{\text{мин}}/M_{\text{н}}$, $m_{\text{к}} = M_{\text{к}}/M_{\text{н}}$; $s_{\text{н}}$, $s_{\text{к}}$ — соответственно номинальное и критическое скольжение; $i_{\text{п}} = I_{\text{п}}/I_{\text{н}}$; $J_{\text{др}}$ — момент инерции ротора; $U_{1\text{л}}$ — линейное напряжение сети; d — воздушный зазор; $R_{1(20)}$ — сопротивление статорной обмотки при температуре 20°C.

Решение

Сопротивления в относительных единицах:

1) контура намагничивания — $X_{\mu} = 1,6$;

2) обмоток статора в номинальном режиме — $\overset{\circ}{R}_1 = 0,12$, $\overset{\circ}{X}_1 = 0,11$;

3) обмоток ротора в номинальном режиме — $\overset{\circ}{R}'_2 = 0,11$, $\overset{\circ}{X}'_2 = 0,19$;

4) обмоток двигателя при коротком замыкании — $\overset{\circ}{R}_{\text{кп}} = 0,23$, $\overset{\circ}{X}_{\text{кп}} = 0,24$;

5) обмоток ротора в пусковом режиме — $\overset{\circ}{R}'_{2\text{п}} = 0,11$.

1. Расчет параметров схемы замещения

Находим сопротивления обмотки статора в абсолютных единицах:

$$R_1 = \overset{\circ}{R}_1 \cdot U_{1\text{ф}} / I_{1\text{нф}} = 0,12 \cdot 220 / 3 = 8,8 \text{ Ом},$$

$$X_1 = \overset{\circ}{X}_1 \cdot U_{1\text{ф}} / I_{1\text{нф}} = 0,11 \cdot 220 / 3 = 8,07 \text{ Ом},$$

где $U_{1\text{ф}}$ — фазное напряжение, В; $I_{1\text{нф}}$ — номинальный ток фазы статора,

$$I_{1\text{нф}} = \frac{P_{2\text{н}}}{3U_{1\text{ф}} \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \cos \varphi_{\text{н}}} = \frac{1,1 \cdot 10^3}{3 \cdot 220 \cdot 0,74 \cdot 0,74} = 3 \text{ А}.$$

Тогда приведенные сопротивления ротора равны

$$R'_2 = \overset{\circ}{R}'_2 \cdot U_{1\text{ф}} / I_{1\text{нф}} = 0,11 \cdot 220 / 3 = 8,10 \text{ Ом},$$

$$X'_2 = \overset{\circ}{X}'_2 \cdot U_{1\text{ф}} / I_{1\text{нф}} = 0,19 \cdot 220 / 3 = 13,93 \text{ Ом}.$$

Индуктивное сопротивление контура намагничивания машины:

$$X_{\mu} = \overset{\circ}{X}_{\mu} \cdot U_{1\text{ф}} / I_{1\text{нф}} = 1,6 \cdot 220 / 3 = 117 \text{ Ом}.$$

Активным сопротивлением магнитной цепи машины ввиду малости R_{μ} можно пренебречь, так как $X_{\mu} \gg R_{\mu}$.

Активное сопротивление ротора в пусковом режиме:

$$R'_{2\text{п}} = \overset{\circ}{R}'_{2\text{п}} \cdot U_{1\text{ф}} / I_{1\text{нф}} = 0,11 \cdot 220 / 3 = 8,1 \text{ Ом}.$$

Находим активное и индуктивное сопротивление короткого замыкания двигателя:

$$R_{\text{кп}} = \overset{\circ}{R}_{\text{кп}} \cdot U_{1\text{ф}} / I_{1\text{нф}} = 0,23 \cdot 220 / 3 \approx 16,9 \text{ Ом},$$

$$R_{\text{кп}} = R_1 + R'_{2\text{п}},$$

$$X_{\text{кп}} = \overset{\circ}{X}_{\text{кп}} \cdot U_{1\text{ф}} / I_{1\text{нф}} = 0,24 \cdot 220 / 3 = 17,6 \text{ Ом},$$

$$X_{\text{кп}} = X_{1\text{п}} + X'_{2\text{п}},$$

где $X_{1\text{п}}$ — индуктивное сопротивление рассеяния обмотки статора с учетом насыщения зубцов от полей рассеяния; $X'_{2\text{п}}$ — приведенное к обмотке статора индуктивное сопротивление рассеяния обмотки ротора с учетом насыщения зубцов от полей рассеяния и вытеснения тока в стержнях обмотки ротора.

2. Расчет естественной механической характеристики асинхронного двигателя

Находим номинальный момент двигателя:

$$M_{\text{н}} = 9550 \cdot \frac{P_{2\text{н}}}{n_1 \cdot (1 - s_{\text{н}})} = \frac{1,1}{1000 \cdot (1 - 0,08)} = 11,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Синхронная частота вращения магнитного поля статора:

$$n_1 = \frac{60 f_1}{p} = \frac{60 \cdot 50}{3} = 1000 \text{ об/мин.}$$

Пусковой момент двигателя:

$$M_{\text{п}} = m_{\text{п}} \cdot M_{\text{н}} = 2,0 \cdot 11,4 = 22,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Минимальный момент двигателя:

$$M_{\text{min}} = m_{\text{м}} \cdot M_{\text{н}} = 1,6 \cdot 11,4 = 18,24 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальный (критический) момент двигателя:

$$M_{\text{к}} = m_{\text{к}} \cdot M_{\text{н}} = 2,2 \cdot 11,4 = 25,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Синхронная угловая скорость магнитного поля статора:

$$\omega_1 = \frac{2\pi \cdot f_1}{p} = \frac{2\pi \cdot 50}{3} = 104,7 \text{ с}^{-1}.$$

Номинальная угловая скорость двигателя:

$$\omega_{\text{н}} = \omega_1 \cdot (1 - s_{\text{н}}) = 104,7 \cdot (1 - 0,08) = 96,3 \text{ с}^{-1}.$$

Критическая угловая скорость:

$$\omega_{\kappa} = \omega_1 \cdot (1 - s_{\kappa}) = 104,7 \cdot (1 - 0,38) = 64,9 \text{ с}^{-1}.$$

Расчет промежуточных точек естественной механической характеристики ведем по уточненной формуле Клосса:

$$M = \frac{2M_{\kappa} \cdot (1 + a_1 \cdot s_{\kappa})}{s / s_{\kappa} + s_{\kappa} / s + 2a_1 \cdot s_{\kappa}} = \frac{2 \cdot 25,1 \cdot (1 + 1,089 \cdot 0,38)}{s / 0,38 + 0,38 / s + 2 \cdot 1,086 \cdot 0,38},$$

где $a_1 = R_1 / R'_2 = 8,8 / 8,1 = 1,086$.

По результатам расчета строим естественную механическую характеристику. При построении ЕМХ необходимо учитывать паспортные значения минимального и пускового моментов, имея в виду, что минимальный вращающий момент находится в диапазоне скольжений 0,7...0,9.

3. Расчет механических характеристик при частотном регулировании угловой скорости

Находим постоянные коэффициенты уравнений:

1) коэффициент рассеяния обмоток статора —

$$\tau_1 = X_1 / X_{\mu} = 8,1 / 117 = 0,069;$$

2) коэффициент рассеяния обмоток ротора —

$$\tau_2 = X'_2 / X_{\mu} = 13,9 / 117 = 0,119;$$

3) общий коэффициент рассеяния асинхронной машины τ —

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 + \tau_1 \cdot \tau_2 = 0,069 + 0,119 + 0,069 \cdot 0,119 = 0,196.$$

Максимальный момент определим по формуле

$$\begin{aligned} M_{\max} &= \frac{m_1 \cdot U'^2_{\text{н}}}{2\omega_{1\text{н}}} \cdot \frac{1}{X_1 \cdot (1 + \tau) + X'_2 \cdot (1 + \tau_1)} = \\ &= \frac{3 \cdot 193,6^2}{2 \cdot 104,7} \cdot \frac{1}{8,07 \cdot (1 + 0,196) + 13,93 \cdot (1 + 0,069)} = 21,9 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned}$$

где

$$U'_{\text{н}} = U_{\text{н}} - I_{\text{н}} \cdot R_1 = 220 - 3,0 \cdot 8,8 = 193,6 \text{ В}.$$

Критическое абсолютное скольжение:

$$s_{\text{ак}} = \frac{R'_2 \cdot (1 + \tau_1)}{X_1 \cdot (1 + \tau_2) + X'_2} = \frac{8,1 \cdot (1 + 0,069)}{8,07 \cdot (1 + 0,119) + 13,93} = 0,38.$$

Для расчета механической характеристики при $f_{1\text{н}} = 50$ Гц воспользуемся уравнением момента двигателя

$$M = \frac{2M_{\text{max}}}{s_a / s_{\text{ак}} + s_{\text{ак}} / s_a}.$$

Напоминаем, что абсолютное скольжение равно

$$s_a = \frac{f_2}{f_{1\text{н}}} = \frac{s \cdot f_1}{f_{1\text{н}}} = s \cdot \overset{\circ}{f}_1.$$

Расчет значений момента M как функции абсолютно-го скольжения s_a приведен в таблице 7.5.

Для расчета механических характеристик при прочих частотах, не равных $f_{1\text{н}}$, запишем уравнение момента двигателя в виде

$$M = \frac{2M_{\text{max}}}{s / s_{\text{к}} + s_{\text{к}} / s}.$$

Критическое скольжение в этом случае рассчитывается по формуле

$$s_{\text{к}} = s_{\text{ак}} / \overset{\circ}{f}_1.$$

Расчет значений момента M как функции скольжения s при частотах $f_1 = 40$ Гц и $f_1 = 30$ Гц приведен в таблице 7.6.

По итогам расчетов строим механические характеристики (рис. 7.21).

Таблица 7.5

Результат расчета момента M как функции абсолютного скольжения s_a

s_a	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
M	0	10,8	18,1	21,3	21,9	21,1	19,8	18,4	17,0	15,7	14,5

Таблица 7.6

Результат расчета момента M как функции скольжения s

s	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
M_{40}	0	8,8	15,7	19,8	21,6	21,9	21,3	20,4	19,2	18,1	17,0
M_{30}	0	6,8	12,6	17,0	19,8	21,3	21,9	21,8	21,3	20,6	19,8

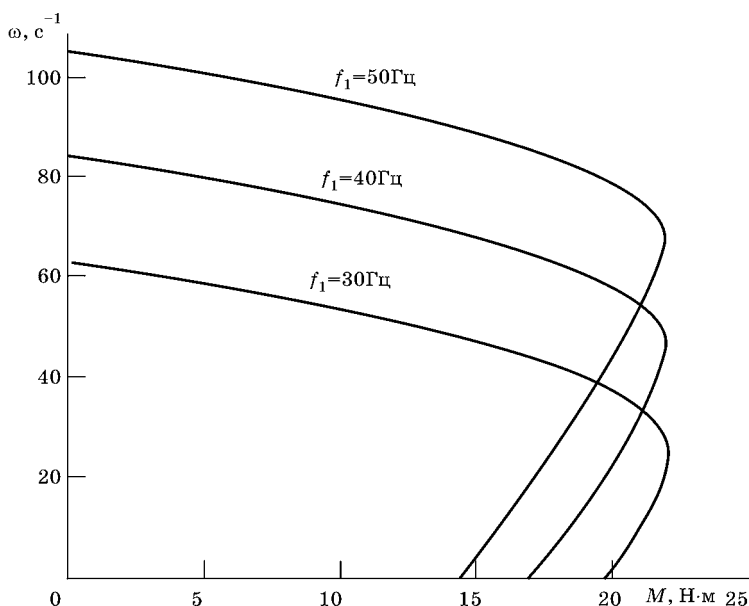


Рис. 7.21

Механические характеристики АД при управлении по постоянному полному потоку

Следует еще раз отметить, что максимальный момент не зависит от изменений частоты. Меняется только критическое скольжение, которое смещается в область больших (низших) значений при понижении (увеличении) частоты f_1 статорного напряжения. Крутизна механических характеристик остается неизменной для всех частот.

7.4.3. Режим постоянного рабочего потока

Режим постоянного рабочего потока может быть получен аналогично режиму постоянного полного потока компенсацией падения напряжения в полных первичных сопротивлениях схемы замещения (см. рис. 7.20) соответствующим повышением напряжения на зажимах двигателя в функции частоты и нагрузки. Иными словами, необходимо регулировать пропорционально частоте внутреннее напряжение «намагничивающей» ветви схемы замещения, т. е. должно соблюдаться равенство

$U'' = |U_1 - I_1 Z_1|$, где Z_1 — полное первичное сопротивление схемы замещения.

Момент двигателя определяем по формуле

$$M = \frac{2M_{\max}}{s_a / s_{\text{ак}} + s_{\text{ак}} / s_a},$$

где M_{\max} — максимальный момент двигателя,

$$M_{\max} = \frac{m_1 \cdot U_{\text{н}}^2}{2\omega_{1\text{н}} \cdot X_2'} \quad (7.52)$$

Критическое абсолютное скольжение определяем по формуле

$$s_{\text{ак}} = \frac{R_2'}{X_2'} \quad (7.53)$$

Более подробно применение указанных формул дается в примере расчета механических характеристик АД при управлении по постоянному рабочему потоку.

К преимуществам данного метода относится повышение момента двигателя. Максимальный момент по отношению к режиму постоянного полного потока и номинальному закону увеличивается более чем в два раза.

Недостатком является ограниченный диапазон регулирования сверху. Практическое применение ограничивается допустимым повышением подводимого к двигателю напряжения.

Пример

Требуется рассчитать механические характеристики АД 4А80В6У3 при управлении по постоянному рабочему потоку.

Решение

Необходимые данные взяты из ранее проведенных расчетов (см п. 7.4.2):

$$U_{\text{н}} = 220 \text{ В}, \quad \omega_{1\text{н}} = 104,7 \text{ с}^{-1},$$

$$R_2' = 8,1 \text{ Ом}, \quad X_2' = 13,93 \text{ Ом}, \quad m_1 = 3.$$

Максимальный момент равен

$$M_{\max} = \frac{m_1 \cdot U_{\text{н}}^2}{2\omega_{1\text{н}} \cdot X_2'} = \frac{3 \cdot 220^2}{2 \cdot 104,7 \cdot 13,93} = 49,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Критическое абсолютное скольжение:

$$s_{\text{ак}} = R'_2 / X'_2 = 8,1 / 13,93 = 0,58.$$

Для расчета механической характеристики при $f_{1\text{н}} = 50$ Гц воспользуемся уравнением момента двигателя

$$M = \frac{2M_{\text{max}}}{s_{\text{а}} / s_{\text{ак}} + s_{\text{ак}} / s_{\text{а}}}.$$

Расчет значений момента M как функции абсолютного скольжения $s_{\text{а}}$ приведен в таблице 7.7.

Таблица 7.7

Результат расчета момента M как функции абсолютного скольжения $s_{\text{а}}$

$s_{\text{а}}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
M	0	16,6	30,7	40,6	46,5	49,3	49,8	48,9	47,3	45,4	43,2

Для расчета механических характеристик при прочих частотах, не равных $f_{1\text{н}}$, используется уравнение момента двигателя в виде

$$M = \frac{2M_{\text{max}}}{s / s_{\text{к}} + s_{\text{к}} / s}.$$

Критическое скольжение двигателя в этом случае рассчитывается как

$$s_{\text{к}} = s_{\text{ак}} / f_1^{\circ}.$$

Расчет значений момента M в функции скольжения s при частотах $f_1 = 40$ Гц и $f_1 = 30$ Гц приведен в таблице 7.8.

Таблица 7.8

Результат расчета момента M как функции скольжения s

s	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
M_{40}	0	13,5	25,5	35,2	42,1	46,5	48,9	49,8	49,6	48,7	47,3
M_{30}	0	10,2	19,7	28,1	35,1	40,6	44,6	47,3	48,9	49,7	48,8

По итогам расчетов строим механические характеристики (рис. 7.22).

Как видно из построенных механических характеристик, критическая скорость смещается в область больших скольжений по сравнению с регулированием по закону

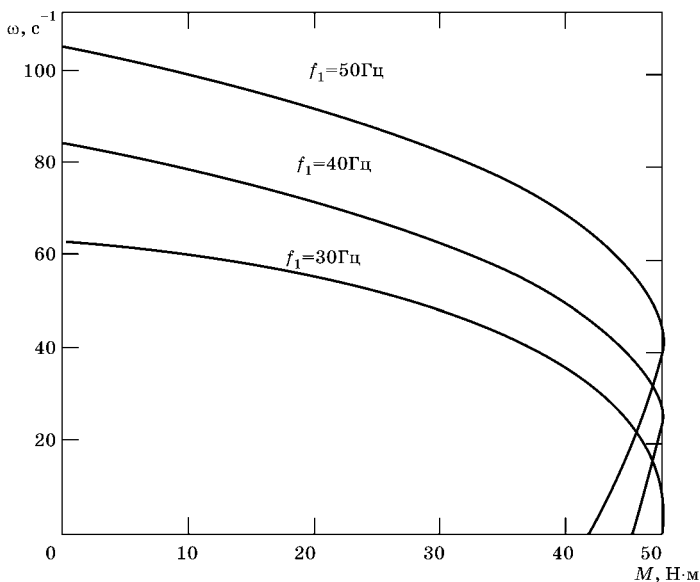


Рис. 7.22

Механические характеристики с учетом компенсации первичных сопротивлений

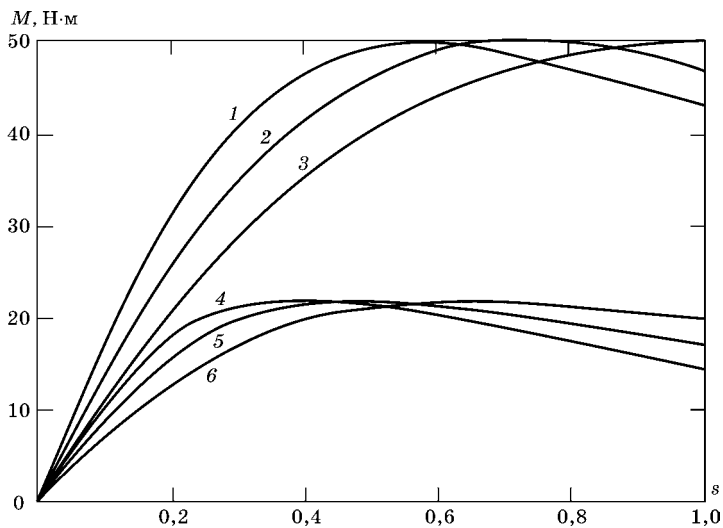


Рис. 7.23

Зависимости момента от скольжения двигателя

IR-компенсации, а момент двигателя в сравнении с этим законом возрастает более чем в два раза. Критический момент остается постоянен при любой частоте питающего напряжения.

Сравнение механических характеристик по рассмотренным законам IR-компенсации и постоянному рабочему потоку представлено на рисунке 7.23. Цифрами обозначены зависимости $M(s)$ при регулировании:

а) по постоянному рабочему потоку:

1 — $f_1=50$ Гц; 2 — $f_1=40$ Гц; 3 — $f_1=30$ Гц;

б) по постоянному полному потоку:

4 — $f_1=50$ Гц; 5 — $f_1=40$ Гц; 6 — $f_1=30$ Гц.

7.4.4. Режим постоянного абсолютного скольжения

При регулировании напряжения по основному закону Костенко абсолютное скольжение остается почти неизменным. Значит, если регулировать напряжение так, чтобы абсолютное скольжение оставалось постоянным на всех частотах, то режим работы двигателя будет близок к режиму регулирования по основному закону. Измерение абсолютного скольжения проще, чем измерение момента, поэтому данный метод представляет интерес.

Закон регулирования напряжения при постоянном абсолютном скольжении, т. е. при постоянной частоте ротора f_2 , можно получить из уравнения электромагнитного момента, положив $s_a = \text{const}$. В частности, естественно принять $s_a = s_n$, чтобы иметь номинальный режим при $U_1 = U_{1н}$, $M = M_n$.

В результате получим уравнение

$$U_1 = U_{1н} \cdot \sqrt{\frac{(b^2 + c^2 (\overset{\circ}{f}_1)^2) \cdot \frac{s_n}{R'_2} + (d^2 + e^2 (\overset{\circ}{f}_1)^2) \cdot \frac{R'_2}{s_n} + 2R_1 \overset{\circ}{f}_1}{(b^2 + c^2) \cdot \frac{s_n}{R'_2} + (d^2 + e^2) \cdot \frac{R'_2}{s_n}}} \times \sqrt{\frac{M}{M_n}}, \quad (7.54)$$

где

$$\begin{aligned}
 b &= R_1 \cdot (1 + \tau_2); \quad c = X_1 \cdot (1 + \tau_2) + X'_2 = X_1 + X'_2 \cdot (1 + \tau_1); \\
 d &= R_1/X_\mu = (\tau_1/X_1) \cdot R_1; \quad e = 1 + \tau_1; \quad \tau_1 = X_1/X_\mu; \quad \tau_2 = X_2/X_\mu; \\
 \tau &= \tau_1 + \tau_2 + \tau_1 \cdot \tau_2;
 \end{aligned}$$

X_μ — реактивное сопротивление цепи намагничивания;
 τ_1 — коэффициент рассеяния статора; τ_2 — коэффициент рассеяния ротора; τ — общий коэффициент рассеяния.

Абсолютное критическое скольжение определяется выражением

$$s_a = s \cdot (f_1/f_{1н}). \quad (7.55)$$

Следовательно, требование постоянства значения s_a обеспечивается поддержанием на постоянном уровне частоты тока ротора $f_2 = f_1 \cdot s = \text{const}$, где $s = (\omega_1 - \omega_c)/\omega_1$.

Это означает, что при увеличении (уменьшении) частоты тока статора f_1 необходимо пропорционально уменьшать (увеличивать) скольжение двигателя s , что обеспечивает регулирование по постоянному абсолютному скольжению $s_a = \text{const}$.

Значение синхронной угловой скорости ω_1 зависит от f_1 и равняется константе при рассмотрении одной фиксированной частоты питающего напряжения. Скольжение s в этом случае также постоянно, что означает постоянство статической скорости ω_c на валу двигателя. Другими словами, скорость асинхронного двигателя при регулировании по постоянному абсолютному скольжению не зависит от момента нагрузки на валу.

Механические характеристики напоминают характеристики синхронного двигателя.

Формирование подобных синхронных характеристик показано на рисунке 7.24. При номинальных условиях $M = M_n$, $U_1 = U_{1н}$, $f_1 = f_{1н}$, $\omega_1 = \omega_{1н}$, $\omega_c = \omega_n$ двигатель работает в точке 1 на естественной механической характеристике (EMX).

Если уменьшить момент нагрузки до M_{c1} , то напряжение U_1 , подводимое к статору (зависящее согласно выражению (7.54) от момента), также изменится, что повлечет переход рабочей точки 1 с естественной механической характеристики в точку 2 на искусственную механиче-

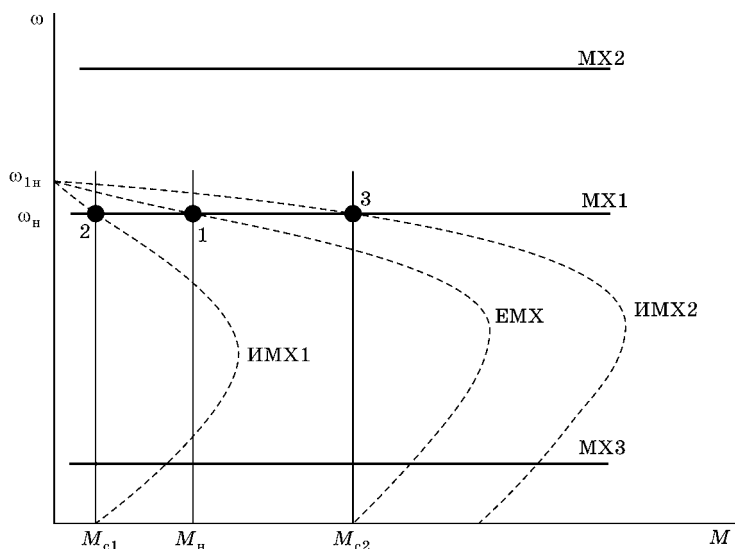


Рис. 7.24

Механические характеристики АД в режиме постоянного абсолютного скольжения

скую характеристику, обозначенную на рисунке 7.24 как ИМХ1. При этом угловая скорость ω_c не изменит свое значение. Аналогично можно рассмотреть переход из текущего положения рабочей точки в любую другую при увеличении нагрузки. Геометрическое место всех рабочих точек, как следует из графика, является прямой, обозначенной на рисунке как МХ1. Механические характеристики МХ2 и МХ3 получены путем изменения частоты вверх и вниз от номинальной частоты соответственно.

Существует ограничение на диапазон изменения нагрузок асинхронного двигателя при регулировании по постоянному абсолютному скольжению. Так, увеличение момента нагрузки вверх от номинального требует увеличения напряжения на клеммах двигателя, что возможно лишь до определенного значения из-за опасности возникновения недопустимых тепловых режимов работы. Работа же двигателя на идеальном холостом ходу невозможна, так как для этого потребуется вывод двигателя на синхронную скорость, чего нельзя сделать из-за того, что двигатель асинхронный.

7.5. РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИХ МЕХАНИЧЕСКИХ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОПРИВОДА ПОСТОЯННОГО ТОКА

В приводах постоянного тока формирование искусственных характеристик с заданными свойствами реализуется по системе «управляемый преобразователь — двигатель постоянного тока» (УП-Д), выполненной чаще на основе статических (тиристорных или транзисторных) и реже на основе электромеханических преобразователей (система «генератор — двигатель»).

7.5.1. Расчет статических механических и электромеханических характеристик электропривода по системе Г-Д

Рассмотрим пример расчета электромеханических (ЭМХ) и механических (МХ) характеристик системы «генератор — двигатель». Принципиальная электрическая схема системы Г-Д приведена на рисунке 7.25.

На схеме показано, что обмотки возбуждения генератора и двигателя питаются от сети постоянного тока и регулирование потоков в обмотках осуществляется с помощью регулировочных резисторов $R_{\text{двг}}$ и $R_{\text{двд}}$. В реальных системах питание обмоток может осуществляться автономно от статических преобразователей, особенно при работе системы Г-Д с обратными связями. Поскольку рассматривается разомкнутая система регулирования, то для выяснения особенностей работы системы Г-Д вполне достаточно применение добавочных резисторов. В схеме предусмотрена возможность изменения направления тока в обмотке возбуждения генератора для смены полярности ЭДС генератора. Для этой цели используется контактный мост B , H (КМ1, КМ2).

Пример

При известной мощности ДПТНВ расчетная мощность генератора составит

$$P_{\text{рг}} = \frac{P_{\text{нд}}}{\eta_{\text{нд}}} = \frac{140}{0,91} = 154 \text{ кВт},$$

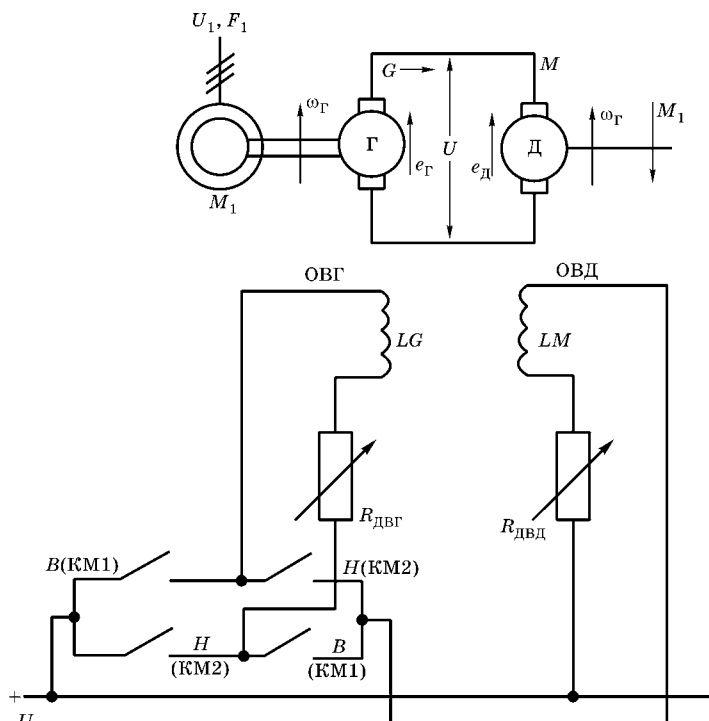


Рис. 7.25
Принципиальная электрическая схема системы Г-Д

где $P_{нд} = 140$ кВт — мощность двигателя; $\eta_{нд} = 91\%$ — КПД двигателя.

Выберем генератор постоянного тока из условия $P_{нг} \geq P_{рг}$. Подходит генератор ГПЭ160 [16]. Его паспортные данные:

- номинальная мощность $P_{нг} = 160$ кВт;
- номинальное напряжение $U_{нг} = 460$ В;
- номинальная частота вращения $n_{нг} = 1500$ об/мин;
- номинальный КПД $\eta_{нг} = 93,3\%$;
- номинальный ток $I_{нг} = 350$ А;
- число пар полюсов $p_r = 2$.

Сопротивление якорной цепи генератора при соизмеримых по мощности генераторе и двигателе допускается принимать равным соответствующей величине двигателя.

Сопротивление якорной цепи генератора при $t_{cp}=15^{\circ}\text{C}$ равно $R_{яг}=0,031\text{ Ом}$.

В установившемся режиме для системы Г-Д уравнения механической и электромеханической характеристик имеют следующий вид:

1) для МХ —

$$\omega = \frac{E_r}{k \cdot \Phi_n} - M \cdot \frac{R_{я\Sigma}}{(k \cdot \Phi_n)^2}; \quad (7.56)$$

2) для ЭМХ —

$$\omega = \frac{E_r}{k \cdot \Phi_n} - I_{я} \cdot \frac{R_{я\Sigma}}{k \cdot \Phi_n}, \quad (7.57)$$

где $E_r = k \cdot \Phi_n \cdot \omega_c + I_c \cdot R_{я\Sigma}$ — ЭДС генератора; $R_{я\Sigma} = R_{я\Sigma д} + R_{я\Sigma г} = R_{яд} + R_{яг}$ — суммарное сопротивление якорной цепи в системе Г-Д; $R_{я\Sigma д}$ — суммарное сопротивление якорной цепи двигателя; $R_{я\Sigma г}$ — суммарное сопротивление якорной цепи генератора.

Сопротивление якорной цепи в системе Г-Д при рабочей температуре ($t_{раб}=105^{\circ}\text{C}$) равно

$$\begin{aligned} R_{я\Sigma(105^{\circ})} &= R_{я\Sigma д(105^{\circ})} + R_{я\Sigma г(105^{\circ})} = \\ &= R_{я\Sigma д(15^{\circ})} \cdot (1 + \gamma \cdot \Theta) + R_{я\Sigma г(15^{\circ})} \cdot (1 + \gamma \cdot \Theta) = \\ &= (0,031 + 0,031) \cdot (1 + 0,004 \cdot 90) = 0,084\text{ Ом}, \end{aligned}$$

где $\gamma = 0,004\text{ }(^{\circ}\text{C})^{-1}$ — температурный коэффициент сопротивления меди.

Разность температур:

$$\Theta = t_{раб} - t_{cp} = 105 - 15 = 90^{\circ}\text{C}.$$

Номинальный коэффициент ЭДС двигателя:

$$C_e = k \cdot \Phi_n = \frac{U_n - I_n \cdot R_{я\Sigma д}}{\omega_n} = \frac{440 - 350 \cdot 0,042}{64,05} = 6,64\text{ В} \cdot \text{с},$$

где

$$R_{я\Sigma д} = \frac{R_{я\Sigma(105^{\circ})}}{2} = \frac{0,084}{2} = 0,042\text{ Ом}.$$

Статический момент на валу двигателя:
 $M_c = 1139,7 \text{ Н}\cdot\text{м}.$

Статический ток якоря:

$$I_c = \frac{M_c}{C_e} = \frac{1139,7}{6,64} = 171,6 \text{ А}.$$

Статическая (заданная) скорость двигателя:
 $\omega_c = 62,86 \text{ с}^{-1}.$

ЭДС генератора для заданной скорости двигателя:

$$E_r = C_e \cdot \omega_c + I_c \cdot R_{я\Sigma(105^\circ)} = 6,64 \cdot 62,86 + 171,6 \cdot 0,084 = 431,8 \text{ В}.$$

Скорость идеального холостого хода в системе Г-Д:

$$\omega_{0\Gamma\text{-Д}} = \frac{E_r}{C_e} = \frac{431,8}{6,64} = 65,03 \text{ с}^{-1}.$$

Электромеханическая характеристика в системе Г-Д:

$$\omega = \omega_{0\Gamma\text{-Д}} - I_{я} \cdot \frac{R_{я\Sigma(105^\circ)}}{C_e} = 65,03 - I_{я} \cdot \frac{0,084}{6,64}.$$

Механическая характеристика в системе Г-Д:

$$\omega = \omega_{0\Gamma\text{-Д}} - M \cdot \frac{R_{я\Sigma(105^\circ)}}{C_e^2} = 65,03 - M \cdot \frac{0,084}{6,64^2}.$$

Естественная ЭМХ двигателя:

$$\omega = \omega_{0д} - I_{я} \cdot \frac{R_{я\Sigmaд}}{C_e} = 66,26 - I_{я} \cdot \frac{0,042}{6,64},$$

где $\omega_{0д} = \frac{U_n}{C_e} = \frac{440}{6,64} = 66,26 \text{ с}^{-1}.$

Естественная МХ двигателя:

$$\omega = \omega_{0д} - M \cdot \frac{R_{я\Sigmaд}}{C_e^2} = 66,26 - M \cdot \frac{0,042}{6,64^2},$$

где $I_{я}$ — ток в якорной цепи в системе Г-Д; M — момент двигателя в системе Г-Д.

Регулирование скорости в системе Г-Д производится путем изменения напряжения на зажимах якоря, которое регулируется изменением тока возбуждения генератора.

Диапазон регулирования D при условии обеспечения приемлемой точности позиционирования равен 5.

Тогда при заданном диапазоне $D=5$ ЭДС генератора будет равна

$$E_{\Gamma\Gamma} = \frac{E_{\Gamma}}{D} = \frac{431,8}{5} = 86,36 \text{ В},$$

а скорость идеального холостого хода —

$$\omega_{0\Gamma\Gamma\text{-Д}} = \frac{\omega_{0\Gamma\text{-Д}}}{D} = \frac{65,03}{5} = 13,01 \text{ с}^{-1}.$$

ЭМХ в системе Г-Д при пониженном напряжении:

$$\omega = \omega_{0\Gamma\text{-Д}} - I_{\text{я}} \cdot \frac{R_{\Sigma}}{C_e} = 13,01 - I_{\text{я}} \cdot \frac{0,084}{6,64}.$$

МХ в системе Г-Д при пониженном напряжении:

$$\omega = \omega_{0\Gamma\text{-Д}} - M \cdot \frac{R_{\Sigma\text{Д}}}{C_e^2} = 13,01 - M \cdot \frac{0,084}{6,64^2}.$$

Механические и электромеханические характеристики в системе Г-Д при номинальном и пониженном напряжении строятся по двум точкам:

- 1) по угловой скорости идеального холостого хода двигателя в системе Г-Д;
- 2) по угловой скорости двигателя в системе Г-Д при заданном статическом моменте.

7.5.2. Расчет электромеханических и механических характеристик электропривода по системе ТП-Д

На рисунке 7.26 приведена схема системы «тиристорный преобразователь — двигатель», в которой регулирование напряжения осуществляется системой импульсно-фазового управления (СИФУ).

Частота вращения устанавливается задающим устройством ЗУ. Блок управления приводом БУПВ охвачен обратной связью по скорости, осуществляемой с помощью датчика скорости ДС. Силовые тиристоры VS1...6 включены по трехфазной мостовой схеме, что обеспечивает приемлемую форму тока в цепи якоря. Реверс двигателя

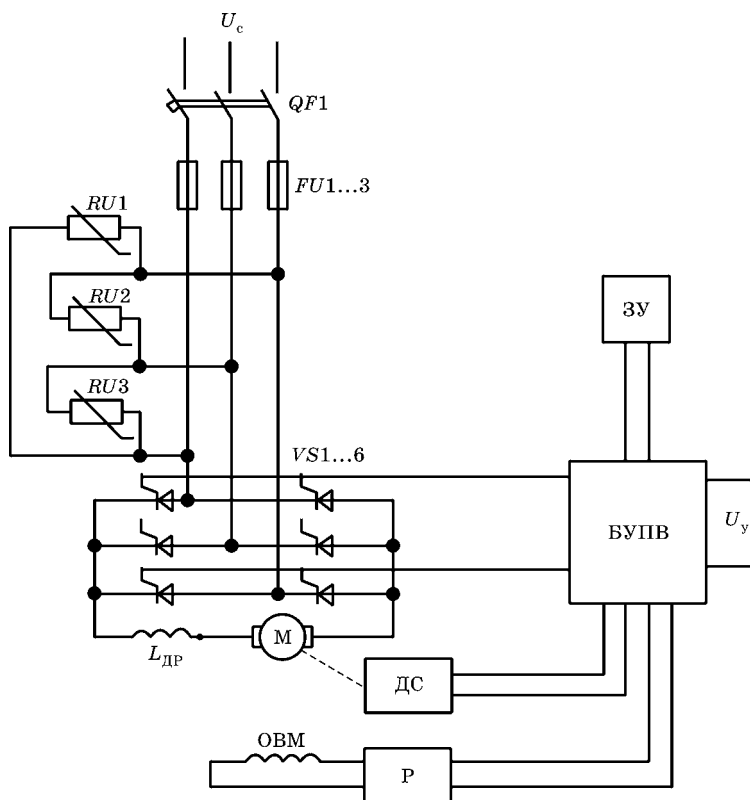


Рис. 7.26

Схема включения двигателя и аппаратуры силовой цепи в системе ТП-Д

осуществляется с помощью реверсора Р в цепи обмотки возбуждения двигателя ОВМ. Варисторы $RU1...3$ предназначены для защиты тиристоров от перенапряжений. Защита двигателя и силовых тиристоров осуществляется также с помощью автоматического выключателя $QF1$ и плавких предохранителей $FU1...3$.

В системе ТП-Д напряжение регулируется путем изменения момента отпирания управляемых клапанов по отношению к моменту переключения неуправляемых клапанов (так называемый угол регулирования α).

Наиболее универсальной является система ТП-Д, где в качестве преобразователя используется трехфазная мо-

стовая схема (рис. 7.26). Дроссель $L_{др}$ в схеме применяется для сглаживания пульсаций выпрямленного тока.

Для всех схем можно составить эквивалентную схему цепи выпрямительного тока в режиме непрерывных токов.

В общем виде схема замещения вентильного преобразователя со стороны постоянного тока в системе ТП-Д приведена на рисунке 7.27.

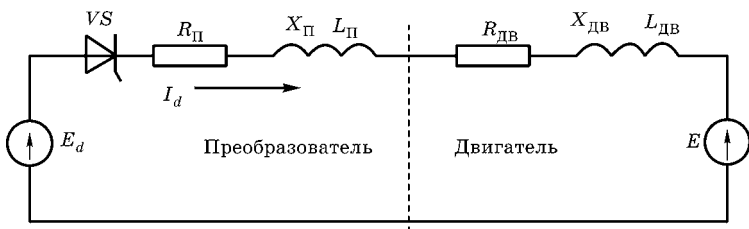


Рис. 7.27
Схема замещения системы ТП-Д

В схеме замещения контура тока преобразователь представлен в виде идеального источника напряжения E_d с последовательно включенным вентилем VS , активным $R_П$ и индуктивным $X_П$ сопротивлениями. Напряжение E_d учитывает, кроме ЭДС идеального холостого хода E_{d0} , также и зависимое от нагрузки суммарное падение напряжения $U_{вср}$ в последовательно включенных вентилях.

Активное сопротивление $R_П$ в схеме замещения учитывает совокупность потерь на преобразователе, которые зависят от тока нагрузки, включая потери в трансформаторе и дросселях, подключенных со стороны переменного и постоянного тока, а также потери, обусловленные коммутацией в преобразователе.

Эквивалентная индуктивность преобразователя $L_П$ в цепи постоянного тока определяется индуктивностью сглаживающего дросселя $L_{др}$ и приведенной к цепи постоянного тока индуктивностью сетевых реакторов $L_{ур}$ или трансформатора $L_{тф}$, а также индуктивностью сети L_c .

Двигатель представлен в виде идеального источника напряжения E с последовательно включенным активным $R_{ДВ}$ и реактивным $X_{ДВ}$ сопротивлениями.

Выпрямленное напряжение пульсирует, причем число пульсаций n за период зависит от числа фаз m вторичной обмотки трансформатора и схемы соединения вентилялей.

Для простых нулевых схем $n=m$; для простых симметричных мостовых схем, эквивалентных последовательному соединению анодной и катодной нулевых схем, $n=2m$.

Среднее выпрямленное напряжение на выходе преобразователя зависит от нагрузки двигателя (величины выпрямленного тока I_d на выходе преобразователя):

$$U_d = E_{d0} \cdot \cos \alpha - I_d \cdot R_{\text{экв}} = E_{d0} \cdot \cos \alpha - \Delta U_r - \Delta U_k - \Delta U_t, \quad (7.58)$$

$$E_{d0} = \frac{\sqrt{2} E_{2\phi} \cdot m}{\pi} \cdot \sin \frac{\pi}{m}, \quad (7.59)$$

где $E_{2\phi}$ — действующее значение ЭДС вторичной обмотки трансформатора; m — число фаз преобразователя; для трехфазной однополупериодной схемы $m=3$, для трехфазной мостовой схемы $m=6$; $R_{\text{экв}} = R_{\pi} = R_r + R_k + R_{\text{дт}}$ — эквивалентное сопротивление преобразователя в режиме непрерывного тока; R_r — активное сопротивление силовой цепи преобразователя; R_k — коммутационное сопротивление; $R_{\text{дт}}$ — динамическое сопротивление тиристоров; ΔU_r , ΔU_k , ΔU_t — соответственно падение напряжения на активном сопротивлении цепи, коммутационное падение напряжения в момент коммутации тиристоров и падение напряжения на тиристорах.

Значение эквивалентного сопротивления преобразователя зависит от принятой схемы. Например, для мостовой непереворачиваемой схемы с трансформатором, в которой одновременно задействованы две фазы трансформатора, имеем:

1) активное сопротивление R_r равно активному сопротивлению двух фаз трансформатора:

$$R_r = R_t = 2 \cdot (R_2 + R_1 / K_t^2), \quad (7.60)$$

где R_2 и R_1 — соответственно активные сопротивления вторичной и первичной обмоток трансформатора; K_t —

коэффициент трансформации, равный отношению числа витков первичной обмотки ко вторичной, $K_T = w_1/w_2$;

2) коммутационное сопротивление R_k , обусловленное процессом коммутации двух тиристоров, равно

$$R_k = 2 \cdot X_T \cdot m / 2\pi, \quad (7.61)$$

где $X_T = X_2 + X_1 / K_T^2$; X_2 , X_1 — соответственно реактивные сопротивления вторичной и первичной обмоток трансформатора;

3) динамическое сопротивление тиристоров, связанное с падением напряжения на тиристоре, равно

$$R_{дт} = (0,2 \dots 0,3) \cdot U_K / I_{п}, \quad (7.62)$$

где $U_K = 1$ В — классификационное падение напряжения; $I_{п}$ — предельный ток тиристора, А; $I_{п} = 2 \cdot I_N / 3$; I_N — номинальный ток двигателя, А.

Из рисунка 7.27 в соответствии со вторым законом Кирхгофа можно записать уравнение электрического равновесия

$$E_d - E = I_d \cdot R_{яц}, \quad (7.63)$$

где $R_{яц}$ — сопротивление силовой цепи якоря, в которое входит эквивалентное сопротивление преобразователя $R_{эк}$, сопротивление якоря двигателя $R_{дв} = R_{я}$ и сопротивление сглаживающего дросселя $R_{др}$ (при его наличии).

Из уравнения электрического равновесия получим электромеханическую характеристику электропривода:

$$\omega = \frac{E_{d0} \cdot \cos \alpha}{K \cdot \Phi_n} - I_d \cdot \frac{R_{яц}}{K \cdot \Phi_n}, \quad (7.64)$$

где $E_{d0} = 1,17 U_{2ф}$ для трехфазной нулевой схемы; $E_{d0} = 2,34 U_{2ф}$ для трехфазной мостовой схемы.

Заменив ток двигателя его моментом, найдем уравнение механической характеристики электропривода:

$$\omega = \frac{E_{d0} \cdot \cos \alpha}{K \cdot \Phi_n} - M \cdot \frac{R_{яц}}{(K \cdot \Phi_n)^2}. \quad (7.65)$$

Из (7.64) и (7.65) следует, что электромеханическая и механическая характеристики электропривода по системе ТП-Д представляют прямые линии, наклон которых

определяется величиной $R_{яц}$. Сопротивление преобразователя из-за наличия трансформатора (токоограничивающего реактора) и сопротивления коммутации, как правило, выше сопротивления якоря $R_{я}$, поэтому статическая

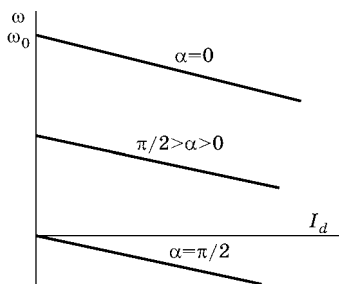


Рис. 7.28
Электромеханическая характеристика электропривода для режима непрерывного тока

жесткость электромеханической и механической характеристик примерно в два раза меньше естественных. Указанные прямые при варьировании угла регулирования отсекают от оси ординат отрезки, соответствующие скорости идеального холостого хода (первый член уравнений (7.64) и (7.65)), и параллельны друг другу (рис. 7.28).

Скорость идеального холостого хода равна

$$\omega_0 = \frac{E_{d0} \cdot \cos \alpha - \Delta U_{\tau}}{K \cdot \Phi_n}. \quad (7.66)$$



Рис. 7.29
Электромеханическая характеристика электропривода для режима прерывистых токов

Приведенные на рисунке 7.28 характеристики соответствуют режиму непрерывного тока.

Кроме режима непрерывных токов, различают режим прерывистых токов (рис. 7.29), при котором ток в нагрузке прерывается. Время наступления режима прерывистых токов зависит от угла управления α , величины и характера нагрузки (катодной индуктивности).

Причина указанных режимов работы преобразователя в системе ТП-Д заключена в количестве запасенной электромагнитной энергии в индуктивностях силовой цепи.

Ширина зоны прерывистых токов, т.е. величина $I_{\text{гp}}$, зависит от угла управления α и параметров системы ТП-Д:

$$I_{\text{гp}} = \frac{E_{d0} \cdot \sin \alpha}{X_T + 2\pi \cdot f_c \cdot L_d} \cdot \left(1 - \frac{\pi}{m} \cdot \text{ctg} \frac{\pi}{m}\right), \quad (7.67)$$

где f_c — частота сети, Гц; $L_d = L_{\text{др}} + L_{\text{я}}$ — индуктивность цепи нагрузки преобразователя, Гн; $L_{\text{др}}$ — индуктивность сглаживающего дросселя, Гн; $L_{\text{я}}$ — индуктивность якорной цепи двигателя, Гн.

Дальнейшее уменьшение нагрузки на валу двигателя приводит к тому, что ток становится прерывистым, появляется бестоковая пауза, где ток равен нулю.

Уравнения электромеханической (7.64) и механической (7.65) характеристик действительны при $I_d = I_{\text{я}} > I_{\text{гp}}$, т.е. вне зоны граничного тока.

Диапазон регулирования в разомкнутой системе ТП-Д ниже, чем при регулировании ДПТНВ от источника бесконечной мощности, из-за сопротивления преобразователя. Введение обратных связей по скорости и току позволяет значительно увеличить диапазон регулирования скорости — до 10 000. Регулирование возможно не только вниз, но и вверх от основной скорости, когда для регулирования магнитного потока также применяется управляемый преобразователь.

Мощность преобразователя для питания цепи якоря должна превышать значение номинальной мощности двигателя с учетом возможности кратковременной нагрузки двигателя выше номинальной:

$$P_{\text{тп}} = P_{\text{н}} \cdot \frac{\lambda}{\eta \cdot k_{\text{тп}}}, \quad (7.68)$$

где λ — перегрузочная способность двигателя; $P_{\text{н}}$ — номинальная мощность двигателя, кВт; $k_{\text{тп}}$ — перегрузочная способность тиристорного преобразователя; для системы Simoreg фирмы Siemens $k_{\text{тп}} = 1,5$; η — КПД двигателя.

Преобразователь Simoreg для управления по цепи якоря включает в себя и преобразователь для обмотки возбуждения. Напряжение питания обмотки возбуждения 220 В.

Методика расчета элементов и механических характеристик в системе ТП-Д достаточно подробно изложена в [2].

Практика расчетов параметров системы ТП-Д показывает, что активное сопротивление преобразователя соизмеримо с активным сопротивлением двигателя, поэтому для приближенных расчетов эти сопротивления приравнивают.

Пример. Расчет механических и электромеханических характеристик системы ТП-Д

Паспортные данные двигателя 4ПФ-250М: $U_n = 440$ В; $P_n = 132$ кВт; $I_n = 336$ А; $n_n = 1000$ об/мин; $\omega_n = 105$ с⁻¹; $\eta_n = 87\%$; $M_n = 1257$ Н·м.

Поскольку сопротивление якоря не приведено, то вычислим $R_{я}$ по приближенной формуле:

$$R_{я} = \frac{1}{2} \cdot (1 - \eta_n) \cdot \frac{U_n}{I_n} = \frac{1}{2} \cdot (1 - 0,87) \cdot \frac{440}{336} = 0,085 \text{ Ом.}$$

Найдем общее входное сопротивление системы ТП-Д

$$R_{яц} = R_{я} + R_{пр},$$

где $R_{пр}$ — сопротивление преобразователя. Примем его равным сопротивлению якорной цепи двигателя, тогда

$$R_{яц} = 2R_{я} = 2 \cdot 0,085 = 0,17 \text{ Ом.}$$

Номинальный магнитный поток:

$$K \cdot \Phi_n = \frac{U_n}{\omega_n} - I_n \cdot \frac{R_{я}}{\omega_n} = \frac{440}{105} - 336 \cdot \frac{0,085}{105} = 3,92 \text{ В·с.}$$

Электромеханическая характеристика системы ТП-Д:

$$\omega(I) = \frac{U_n}{K \cdot \Phi_n} - I \cdot \frac{R_{яц}}{K \cdot \Phi_n} = \frac{440}{3,92} - I \cdot \frac{0,17}{3,92}.$$

Механическая характеристика системы ТП-Д:

$$\omega(M) = \frac{U_n}{K \cdot \Phi_n} - M \cdot \frac{R_{яц}}{(K \cdot \Phi_n)^2} = \frac{440}{3,92} - M \cdot \frac{0,17}{3,92^2}.$$

Жесткость механической характеристики:

$$\beta = \frac{(K \cdot \Phi_n)^2}{R_{яц}} = \frac{3,92^2}{0,17} = 90,4 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}.$$

Рассчитаем искусственные механические характеристики двигателя, обеспечивающие выполнение технологического процесса в режиме непрерывного тока системы ТП-Д.

1. Характеристика привода стола на холостом ходу продольно-строгального станка

В этом случае стол движется с минимальной скоростью, преодолевая только силу трения стола: $\omega_{\min} = 18,33 \text{ с}^{-1}$, $M_x = 86,22 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Рассчитаем необходимое напряжение питания двигателя:

$$U = \omega_{\min} \cdot K \cdot \Phi_n + M \cdot \frac{R_{яц}}{K \cdot \Phi_n} =$$

$$= 18,33 \cdot 3,92 + \frac{86,22 \cdot 0,17}{3,92} = 75,6 \text{ В}.$$

Используя вышеприведенные уравнения, получим механическую характеристику для этого режима:

$$\omega = 19,3 - 0,011M.$$

2. Режим черновой обработки

В этом случае $\omega_{\min} = 18,33 \text{ с}^{-1}$, $M_{сч} = 1264 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Напряжение питания двигателя при черновой обработке:

$$U = 18,33 \cdot 3,92 + \frac{1264 \cdot 0,17}{3,92} = 126,7 \text{ В}.$$

Механическая характеристика для этого режима:

$$\omega = 32,32 - 0,011M.$$

3. Режим чистовой обработки

В этом случае $\omega_{\max} = 95 \text{ с}^{-1}$, $M_c = 520,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Напряжение питания двигателя при чистовой обработке:

$$U = 95 \cdot 3,92 + \frac{520,5 \cdot 0,17}{3,92} = 395 \text{ В}.$$

Механическая характеристика для этого режима:

$$\omega = 100,8 - 0,011M.$$

4. Обратный ход

В этом случае $\omega_{\text{обр}} = 116,4 \text{ с}^{-1}$, $M_{\text{xx}} = 86,22 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Напряжение питания двигателя при обратном ходе:

$$U = 116,4 \cdot 3,92 + \frac{86,22 \cdot 0,17}{3,92} = 460 \text{ В}.$$

Допустимое по паспортным данным напряжение 460 В.

Механическая характеристика для этого режима:

$$\omega = 117,3 - 0,011M.$$

Механические характеристики приведены на рисунке 7.30.

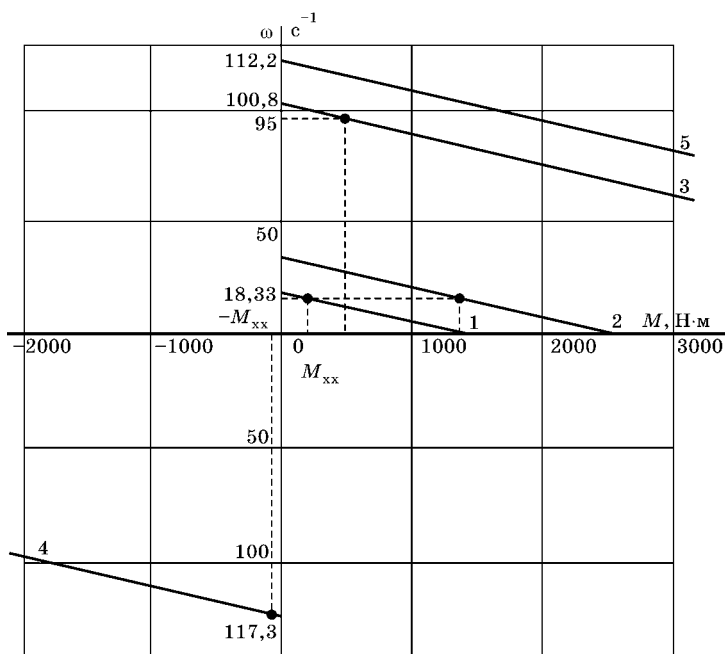


Рис. 7.30

Механические характеристики системы ТП-Д:

1 — холостой ход; 2 — черновая обработка; 3 — чистовая обработка; 4 — обратный ход; 5 — при номинальном напряжении на якоре.

8

ВЫБОР СХЕМЫ ВКЛЮЧЕНИЯ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

8.1. ТИРИСТОРНЫЙ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ НАПРЯЖЕНИЯ — АСИНХРОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

Ранее были проанализированы принцип действия и механические характеристики системы «тиристорный преобразователь напряжения — асинхронный двигатель». Рассмотрим типовую схему электропривода передвижения тележки с тиристорным преобразователем напряжения типа РСТ, схема которого приведена на рисунке 8.1.

В состав ТПН входят следующие блоки:

AV1 — система импульсно-фазового управления (СИФУ);

A1 — система автоматического регулирования;

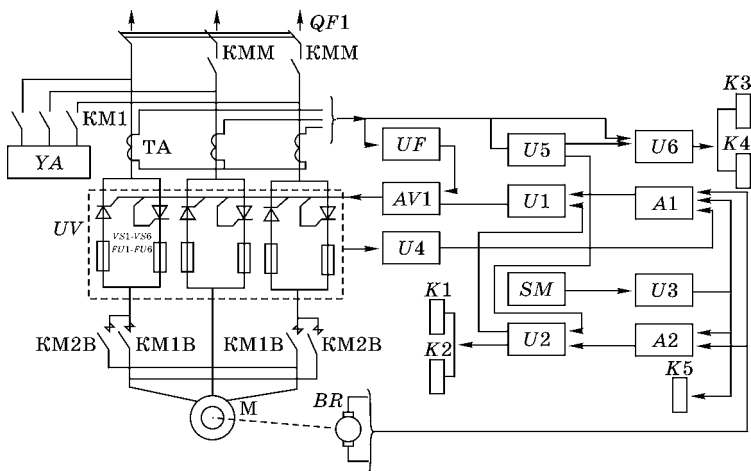


Рис. 8.1
Схема ТПН-АД

U1 — блок переключения СИФУ;

U2 — блок логики;

U3 — блок задания скорости;

U4 — датчик напряжения;

U5 — датчик нуля тока;

U6 — блок слежения за током;

UF — блок токовой отсечки;

A2 — система управления блоком логики;

K1–K5 — реле управления;

QF1 — автоматический выключатель, предназначенный для коммутации силовых цепей и защиты от перегрузок и токов короткого замыкания.

Система регулирования является двухконтурной, однократно интегрирующей с внутренним контуром регулирования напряжения ТПН и внешним контуром регулирования скорости. Обратная связь по току осуществляется с помощью тахогенератора *BR*.

Электропривод имеет все необходимые виды защиты: нулевую, максимальную токовую и защиту тиристоров от перенапряжения и токов короткого замыкания.

Максимальная токовая защита выполняется с помощью блока слежения за током *U6*, воздействующего на реле управления *K4* и через него на линейный контактор КММ, на котором одновременно выполняется и нулевая защита. Срабатывание максимальной защиты вызывает не только отключение линейного контактора, но и снятие импульсов управления тиристорами. Конечная защита выполняется конечными выключателями [4].

8.2. ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ ЧАСТОТЫ — АСИНХРОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

Для плавного бесступенчатого регулирования скорости вращения вала асинхронного двигателя широко применяется система «преобразователь частоты — асинхронный двигатель» (ПЧ-АД). Выбор типа преобразователя зависит от типа привода и режима его работы, а также от частоты и напряжения на входе и выходе преобразователя.

Существующие статические преобразователи частоты можно разделить на следующие основные группы:

- 1) преобразователи с непосредственной связью;
- 2) преобразователи с промежуточным звеном переменного тока;
- 3) преобразователи с промежуточным звеном постоянного тока.

Далее приводится их краткая характеристика.

Преобразователи частоты с непосредственной связью позволяют получить выходное напряжение регулируемой частоты путем непосредственного преобразования напряжения частоты сети, при этом обеспечивается естественная коммутация тиристоров без применения специальных коммутирующих цепей. Преобразователи с непосредственной связью с устройствами на его входе, повышающими коэффициент мощности, целесообразно применять *при частоте питающей сети 50 Гц и выходной частоте до 25...12,5 Гц.*

К достоинствам этих преобразователей можно отнести уже упоминавшуюся естественную коммутацию вентиляей; однократное преобразование энергии и, следовательно, высокий КПД (0,97...0,98); возможность независимого регулирования амплитуды выходного напряжения; свободный обмен активной и реактивной энергии из сети к двигателю и обратно.

Недостатки преобразователей: однозонное и ограниченное регулирование выходной частоты в сторону уменьшения; сравнительно большое число силовых элементов и сложная схема управления ими; невысокий коэффициент мощности.

Подобные преобразователи используют в тех случаях, когда частота питающей сети намного выше частоты нагрузки, либо для тихоходных безредукторных двигателей.

Преобразователи частоты с промежуточным звеном переменного тока повышенной частоты осуществляют двойное преобразование энергии. Вначале трехфазное напряжение сетевой частоты преобразуется в однофазное повышенной частоты, а потом напряжение повышенной

частоты преобразуется в трехфазное регулируемой выходной частоты. В широкорегулируемых электроприводах данный способ применения не нашел.

Преобразователи частоты с промежуточным звеном постоянного тока также осуществляют двойное преобразование энергии. Переменное напряжение питающей сети выпрямляется и подается на автономный инвертор, преобразующий постоянное напряжение в переменное регулируемой частоты. Выходная частота преобразователя может регулироваться в широком диапазоне как вверх, так и вниз от частоты питающей сети. Это главное преимущество, наряду с простотой схемы и сравнительно небольшим числом силовых элементов, сделало подобные преобразователи основной структурой при построении широкорегулируемых электроприводов переменного тока.

В качестве промежуточного звена постоянного тока применяют как управляемые, так и неуправляемые выпрямители. В первом случае управление частотой и напряжением по необходимому закону осуществляют раздельным воздействием на управляемый выпрямитель и автономный инвертор. Во втором случае, при использовании неуправляемого выпрямителя, применяют автономные инверторы с широтно-импульсной модуляцией (ШИМ), а управление напряжением и частотой сводится к воздействию по раздельным каналам на автономный инвертор. Совмещение функции инвертирования и регулирования напряжения методом ШИМ выполнимо при построении инвертора на полностью управляемых тиристорах или силовых транзисторах.

В зависимости от схемы преобразователя частоты, в особенности от построения промежуточного контура постоянного тока, а также способа регулирования различают инверторы, управляемые напряжением или током.

В инверторах напряжения входное напряжение либо поддерживается постоянным с помощью конденсатора и соответствующего закона регулирования, либо изменяется в соответствии с заданием. Вследствие сглаживающего действия индуктивного сопротивления рассеяния ток двигателя имеет практически синусоидальную форму.

В инверторах тока, наоборот, входной ток либо поддерживается постоянным с помощью дросселя и соответствующего закона регулирования, либо изменяется по требуемому закону в соответствии с заданием. Потокосцепление двигателя формирует практически синусоидальную форму напряжения статора.

При выходной частоте выше или ниже 50 Гц могут быть использованы преобразователи:

1) с автономным инвертором напряжения (АИН) для индивидуальных и взаимосвязанных неререверсивных приводов средней и малой мощности (от 200 кВт до долей киловатт) при диапазоне регулирования частоты до 20:1 (для высокоскоростных приводов с номинальной частотой от 100 до 2500 Гц);

2) с автономным инвертором тока (АИТ) для индивидуальных реверсивных и неререверсивных приводов и особенно приводов, работающих в повторно-кратковременном режиме, с диапазоном изменения частоты до 20:1 независимо от мощности преобразователя. Для АИТ характерна обратимость без дополнительных средств и невозможность работы с механизмами, допускающими холостой ход;

3) с АИН с широтно-импульсным модулированием (АИН-ШИМ) для индивидуальных и взаимосвязанных приводов, реверсивных и неререверсивных, с диапазоном регулирования частоты свыше 20:1 независимо от мощности и отличающиеся от преобразователей с АИН и АИТ.

Наиболее целесообразной структурой преобразователя частоты является система «неуправляемый выпрямитель — автономный инвертор» с широтно-импульсной модуляцией (НВ-АИН с ШИМ). Она обеспечивает высокие энергетические и экономические показатели. При такой структуре формирование напряжения АД, близкого к синусоидальному (коэффициент гармонических искажений не превышает 1%), осуществляется путем изменения скважности прямоугольных импульсов высокой частоты на выходе инвертора в соответствии с синусоидальным законом.

Большинство современных преобразователей частоты построено по схеме двойного преобразования. Они состоят из следующих основных частей:

- 1) звена постоянного тока;
- 2) силового трехфазного импульсного инвертора;
- 3) системы управления.

В последнее время в связи с разработкой транзисторов, рассчитанных на напряжение до 1000 В и более и на ток в десятки и сотни ампер, стало возможным производство транзисторных преобразователей частоты. На рисунке 8.2 показана принципиальная силовая схема преобразователя частоты на транзисторах с промежуточным звеном постоянного тока и широтно-импульсным регулятором (ШИР) в общей цепи питания инвертора. Среднее значение напряжения на выходе инвертора пропорционально скважности включения силовых транзисторов (или тиристоров со специальной схемой гашения). Подобные схемы обеспечивают большой диапазон регулирования, уменьшают габариты фильтрующих устройств, позволяют получить высокий коэффициент мощности, однако требуют установки силового элемента, рассчитанного на мощность, потребляемую инвертором.

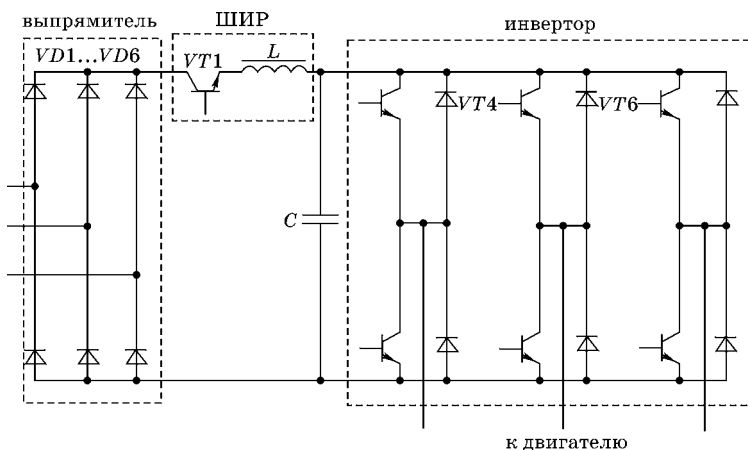


Рис. 8.2

Принципиальная схема преобразователя частоты

Принципиальная схема преобразователя частоты, показанная на рисунке 8.2, реализована в преобразователях частоты MASTERDRIVES фирмы Siemens.

В качестве элементной базы для статических преобразователей частоты в настоящее время используются быстродействующие диоды и тиристоры, включая симметричные, главным образом таблеточной конструкции. Зарубежные и отечественные фирмы выпускают специальные модули, например типа «тиристор — диод», который сочетает в себе тиристор и встречно-параллельно включенный диод, а также тиристоры с комбинированным включением, запирающие которых осуществляется как по силовой цепи, так и по цепи управления, что позволяет снизить время выключения в несколько раз. Наибольшую перспективу имеют мощные силовые транзисторы, полная управляемость и высокие частотные свойства которых отвечают всем требованиям преобразовательной техники.

Транзисторные преобразователи для регулируемых приводов малой и средней мощности являются более перспективными, чем тиристорные, в связи с постоянным удешевлением силовых транзисторов.

Использование новейших технологий, в частности силовых интегральных или интеллектуальных модулей на базе полевых и биполярных транзисторов с изолированным затвором, а также входящей в состав преобразователя микропроцессорной системы управления, контроля, защиты и диагностирования, позволило значительно улучшить массогабаритные, энергетические и эксплуатационные показатели, благодаря чему регулируемые асинхронные электроприводы на основе таких преобразователей заняли ведущие позиции в автоматизации производства.

В большей степени это относится к электроприводам, в которых используется двухзвенный ПЧ с широтно-импульсной модуляцией выходного напряжения, выполненных на базе силовых IGBT-транзисторов и микропроцессорной системы управления.

Остановимся на характеристиках преобразователей частоты различных производителей.

Преобразователи Altivar компании Schneider (Германия), выпускаемые в разных модификациях на мощность двигателя от 0,18 до 630 кВт. К числу качеств, обеспечивающих высокие технико-экономические показатели преобразователей Altivar, могут быть отнесены:

1) высокая надежность, достигаемая использованием специальных микросхем фирмы Telemecanique;

2) малые габариты преобразователя, что достигается наряду с использованием интегральных модулей и IGBT-транзисторов применением высокоэффективного охлаждения при малогабаритных радиаторах и удачной конструкции изделия;

3) отличные статические и динамические характеристики, делающие привод на базе Altivar конкурентоспособным с приводами постоянного тока и являющиеся результатом использования новых алгоритмов векторного управления потоком;

4) простота ввода привода в эксплуатацию благодаря наличию автоматической подстройки преобразователя к характеристикам двигателя; удобство настройки и обслуживания, чему способствует наличие пульта с панелью управления и графическим терминалом [8].

Частотно-регулируемый электропривод на базе преобразователя Altivar благодаря мощной аппаратной и программной поддержке обеспечивает широкие возможности по реализации управляющих функций.

К основным функциональным возможностям преобразователя Altivar относятся: выбор закона управления U/f , компенсация скольжения, поддержка напряжения и стабилизация магнитного потока (IR-компенсация).

Выбор закона управления U/f оказывает решающее влияние на характеристики момента и мощности электродвигателя. ПЧ позволяет задавать требуемую зависимость выходного напряжения от частоты в аналитической или табличной форме с последующей линейной интерполяцией в реальном времени. Наиболее часто используются зависимости линейная (для момента нагрузки, не зависящего от скорости) и квадратичная (для вентиляторной характеристики механизма).

ПЧ предоставляет две возможности управления двигателем выше его номинальной частоты: с постоянным (номинальным) напряжением на статоре и с напряжением, увеличивающимся пропорционально частоте.

Компенсацией скольжения называется поддержание постоянной скорости вращения электродвигателя в соответствии с заданным значением независимо от нагрузки путем автоматической коррекции частоты. Преобразователь компенсирует скольжение путем увеличения частоты на величину Δf , пропорциональную частоте скольжения. При переменном моменте нагрузки эта функция не используется.

Поддержка напряжения означает непропорциональное частоте увеличение выходного напряжения ПЧ в диапазоне ниже номинальной частоты с целью увеличения пускового момента. Величина напряжения поддержки $U_{\text{п}}$ на нижних частотах обычно регулируется в пределах от 0 до 30% от $U_{\text{н}}$.

IR-компенсация означает автоматическое увеличение выходного напряжения ПЧ, зависящее от тока нагрузки. В отличие от функции поддержки напряжения, которая действует главным образом на низких частотах при ненагруженном двигателе, эта управляющая функция эффективна только под нагрузкой.

Функциональная схема преобразователя частоты Altivar представлена на рисунке 8.3.

В качестве примера приводим технические данные преобразователя частоты Altivar типа ATV-66 [8]:

- степень защиты IP31, IP00;
- диапазон изменения выходной частоты 0,1...400 Гц;
- частота модуляции 4...10 кГц;
- перегрузочный динамический момент $170M_{\text{н}}$ в течение 60 с;
- статическая точность $\pm 1\%$ без о. с. по скорости, $\pm 0,1\%$ с о. с. по ТГ, $\pm 0,01\%$ с о. с. по ЦД;
- диапазон изменения скорости — 100 в разомкнутом ЭП, 1000 в замкнутом ЭП;
- коммуникационные возможности — Uni-Telway, Modbus/Jbus, FIPIO, Interbus-S, Modbus Plus.

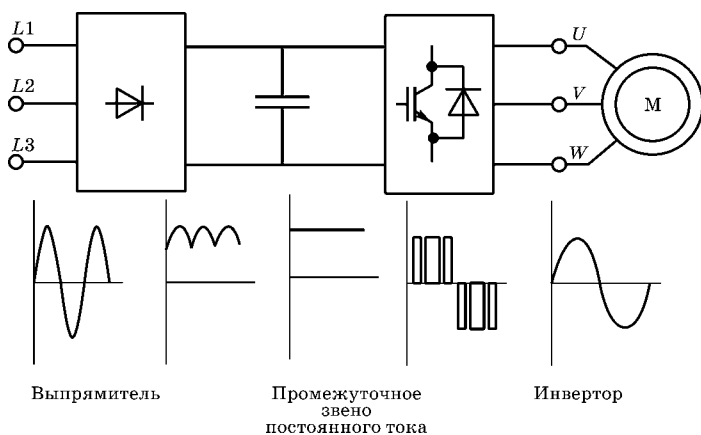


Рис. 8.3

Функциональная схема преобразователя частоты

Преобразователи частоты фирмы Siemens:

1) MICROMASTER — частотный преобразователь от 120 Вт до 11 кВт;

2) MICROMASTER Vector — преобразователь с векторным регулированием без датчика обратной связи (120 Вт...7,5 кВт) для процессов с повышенными требованиями к динамике и высоким пусковым моментом;

3) MIDIMASTER Vector — векторное регулирование без датчика обратной связи до 75 кВт (90 кВт для вентиляторного момента);

4) MICROMASTER Eco — преобразователь для применения в сфере вентиляции, акклиматизации и привода насосов (HLK) (0,75...315 кВт);

5) COMBIMASTER — этот вид накладного преобразователя совместим со многими типами двигателей до 7,5 кВт.

8.3. ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ MICROMASTER, MICROMASTER VECTOR И MIDIMASTER VECTOR

8.3.1. Общая характеристика

MICROMASTER, MICROMASTER Vector и MIDIMASTER Vector составляют семейство преобразователей, которые были разработаны для непосредственного подклю-

ния к сетевому источнику питания. Эти преобразователи содержат в своем корпусе все компоненты, требуемые для их работы. Три варианта преобразователей соответствуют различным сетевым напряжениям, выходным мощностям и различным требованиям к функциональным возможностям.

MICROMASTER предлагается как наиболее выгодный по стоимости преобразователь для простых применений. Этот вариант включает три типоразмера со степенью защиты IP20.

Преобразователи MICROMASTER Vector по форме и установке идентичны преобразователям MICROMASTER, однако их функциональные возможности и динамические характеристики много выше благодаря бессенсорному векторному управлению, дополнительным входам/выходам и более интеллектуальным силовым модулям, позволяющим справляться с дополнительными перегрузками.

Особенности преобразователей MIDIMASTER Vector идентичны особенностям MICROMASTER Vector, но они имеют расширенный диапазон мощностей до 75 кВт (90 кВт для нагрузок вентиляторного типа). В стандартном исполнении степень защиты IP21, однако возможна степень защиты IP56.

Все преобразователи содержат полностью интегрированные силовые модули, установленные на высокоэффективных теплоотводах, охлаждаемых программно управляемыми вентиляторами. Рассеяние тепла таково, что не требуется уменьшение номинальной мощности для окружающих температур до 50°C (40°C для MIDIMASTER Vector).

Все преобразователи состоят из неуправляемого входного выпрямителя, конденсатора в звене постоянного напряжения и инвертора, использующего самое последнее поколение IGBT с низкими потерями в сочетании с полностью оптимизированной PWM (pulsed width modulation — широтно-импульсная модуляция) формой волны, и имеют следующие преимущества:

- 1) низкие потери в преобразователе и двигателе;
- 2) диапазон частот двигателя от 0 до 650 Гц;

3) диапазон напряжения двигателя от 0 В до сетевого напряжения питания;

4) почти синусоидальные токи двигателя;

5) повышение КПД двигателя;

6) бесшумная работа двигателя при использовании высокой частоты переключения до 16 кГц;

7) защита преобразователя как от коротких замыканий, так и от замыканий на землю.

Все преобразователи MICROMASTER и MICROMASTER Vector также могут быть подключены непосредственно к подходящему источнику постоянного (DC) напряжения, используя предусмотренные клеммы подключения DC-звена.

Далее приводятся сведения по применяющимся на практике преобразователям частоты.

8.3.2. Преобразователь частоты MICROMASTER 420

Преобразователь частоты (ПЧ) MICROMASTER 420 может использоваться для решения многочисленных задач, требующих применения приводов с изменяемыми скоростями вращения. Он представляет собой идеально оптимизированный по цене частотный преобразователь с высокой производительностью, который при этом комфортабелен в эксплуатации. MICROMASTER 420 имеет модульную конструкцию. Преобразователю MICROMASTER 420 присвоен знак (CE) соответствия нормам электромагнитной совместимости и правилам для низкого напряжения. Внешний вид преобразователя приведен на рисунке 8.4, типоразмеры — в таблице 8.1.

Функциональная схема преобразователя частоты приведена на рисунке 8.5, она состоит из следующих основных частей:

1) звена постоянного тока;

2) силового трехфазного импульсного инвертора;

3) системы управления.

Звено постоянного тока состоит из неуправляемого выпрямителя и фильтра. Переменное напряжение питающей сети преобразуется в нем в напряжение постоянного тока.

Силовой трехфазный импульсный инвертор состоит из шести транзисторных ключей, соединенных по схеме, при-

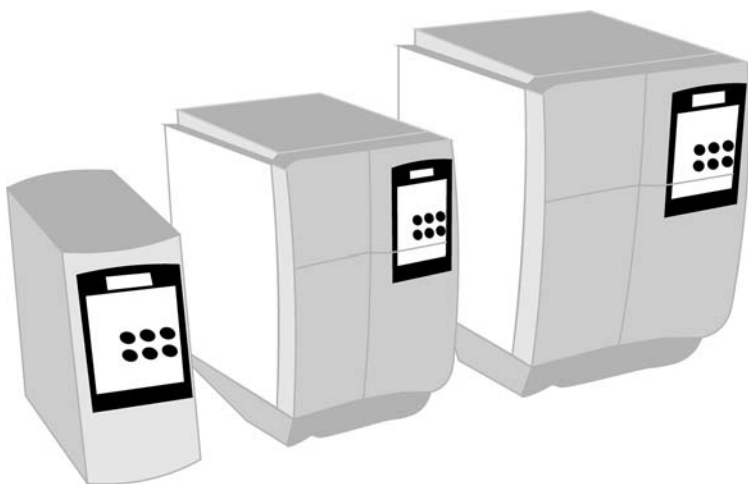


Рис. 8.4
Внешний вид преобразователя MICROMASTER 420

Таблица 8.1

Типоразмеры преобразователя MICROMASTER 420

Типоразмер	Напряжение	
	200...240 В $\pm 10\%$	380...480 В $\pm 10\%$
A	0,12...0,75 кВт	0,37...1,5 кВт
B	1,1...1,5 кВт	2,2...4,0 кВт
C	2,2...5,5 кВт (до 3 кВт также 1-оф.)	5,5...11,0 кВт

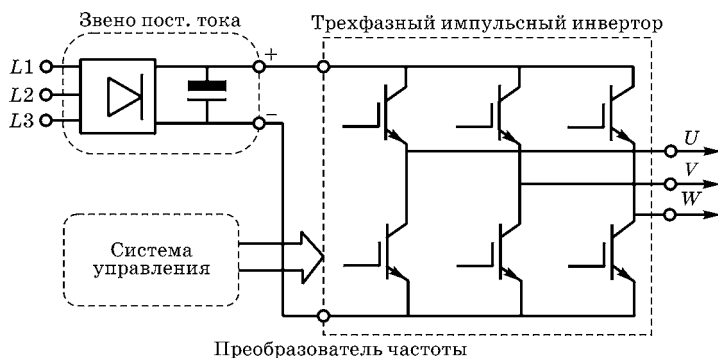


Рис. 8.5
Функциональная схема преобразователя

веденной на рисунке 8.5. Каждая обмотка двигателя под-соединяется через соответствующий ключ к положитель-ному и отрицательному полюсу звена постоянного тока.

Технические данные преобразователей частоты MICROMASTER 420

- сетевое напряжение: MM1 — 3 AC 380...480 В; MM2 — 1 AC 200...240 В;
- мощность: MM1 — 0,75 кВт; MM2 — 0,12 кВт;
- частота сети 47...63 Гц;
- выходная частота 0...650 Гц;
- время разгона/замедления от 0 до 650 с;
- коэффициент мощности $\geq 0,7$;
- КПД преобразователя 96...97%;
- перегрузочная способность 1,5 — расчетный выход-ной ток в течение 60 с (всего 300 с);
- пусковой ток не выше расчетного входного тока;
- метод управления: линейная зависимость U/f ; ква-дратичная зависимость U/f^2 ;
- частота импульсов 2...16 кГц (ступенями по 2 кГц);
- семь фиксированных параметрируемых частот;
- четыре параметрируемые частоты диафрагмирования;
- дискретность задания: 0,01 Гц цифровое с панели опе-ратора; 0,01 Гц с компьютера; 10-битовое аналоговое представление;
- три цифровых входа, параметрируемых, потенциаль-но развязанных; переключаемых PNP/NPN;
- один аналоговый вход для задания или вход PI (0...10 В, масштабируемый или используемый в каче-стве 4-го цифрового входа);
- один релейный выход, программируемый DC 30 В/5 А (омическая нагрузка), AC 250 В/2 А (индуктивная на-грузка);
- один аналоговый параметрируемый выход (0...20 мА);
- последовательный интерфейс RS-232;
- электромагнитная совместимость — ЭМС-фильтр по EN 55 011 в качестве принадлежности, класс А или класс В;
- торможение постоянным током и комбинированное торможение;

- степень защиты IP20;
- рабочая температура $-10...+50^{\circ}\text{C}$;
- температура хранения $-40...+70^{\circ}\text{C}$;
- относительная влажность 96%;
- защитные параметры: 1) перегрузочная способность 50% от расчетного выходного тока во временном промежутке 60 с в течение 5 мин; 2) защита от перенапряжения и пониженного напряжения; 3) защита от перегрева преобразователя; 4) защита двигателя при помощи подключения терморезистора через цифровой вход; 5) защитное заземление; 6) защита от короткого замыкания; 7) тепловая защита двигателя i^2t ; 8) защита блокировки двигателя.

В качестве управляющего микроконтроллера используется контроллер фирмы Siemens — Simatic S7-200, который успешно подходит для малых приложений в управлении. В микроконтроллер входят:

- 1) шина входов, через которую процессор получает управляющие и задающие импульсы;
- 2) процессор, циклически обрабатывающий программу пользователя;
- 3) модуль памяти, в котором хранится программа пользователя и встроенные функции контроллера;
- 4) шина выходов, куда поступают сигналы, генерируемые процессором при обработке программы пользователя, управляющие подчиненными объектами.

Разработка программы для контроллера S7-200 выполняется на персональном компьютере с установленным программным обеспечением Step 7-MicroWin (рис. 8.6). Связь персонального компьютера и контроллера осуществляется соединительным кабелем-конвертором PC/PPI (персональный компьютер/интерфейс от точки к точке). Конвертор преобразует протоколы обмена RS-232/RS-485.

В центральном устройстве S7-200 имеется определенное количество встроенных входов и выходов. Использование модулей расширения предоставляет дополнительные цифровые и аналоговые входы и выходы. На рисунке 8.6 показан модуль расширения и шинный соединитель, с по-

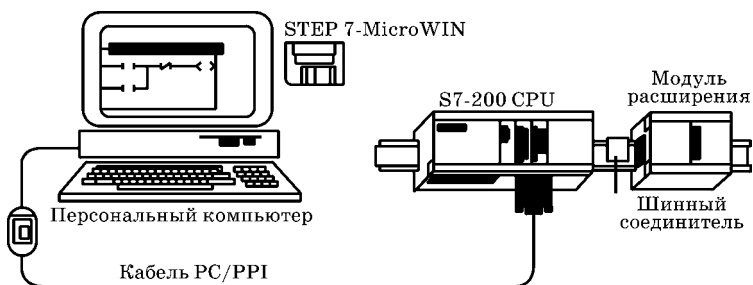


Рис. 8.6

Модуль расширения и шинный соединитель

мощью которого модуль расширения подключается к центральному устройству.

С помощью базовой панели оператора (BOP) задаются данные: двигателя; блока преобразователя; команд и бинарных входов/выходов; аналоговых входов/выходов; канала задания и формирования ramпы; особенностей привода; управления двигателем; связи, предупреждения и контроля; ПИ-регулятора [16]. На рисунке 8.7 показан общий вид BOP.

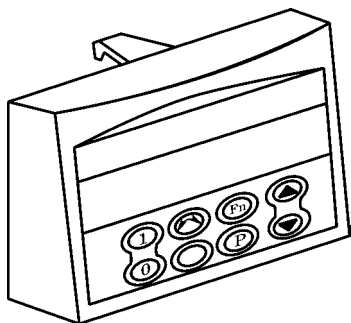


Рис. 8.7

Общий вид базовой панели оператора BOP

Языком программирования микроконтроллера является Step 7-Micro/Win, который предоставляет два способа отображения адресов и операций в программе: международный и Simatic. Оба способа представления относятся к одному и тому

же набору операций для S7-200. Между этими двумя способами представления существует прямое соответствие, а функциональные возможности обоих способов представления идентичны.

Для ввода/вывода информации используется текстовый дисплей TD-200. Текстовый дисплей представляет собой компактное устройство (рис. 8.8), позволяющее организовать интерфейс оператора с контроллером S7-200.

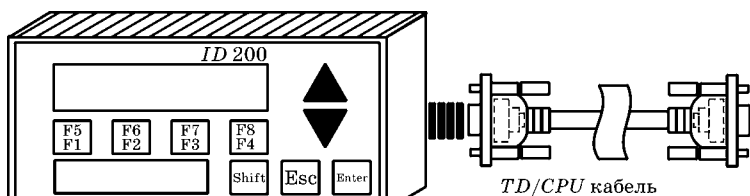


Рис. 8.8
Текстовый дисплей

Функциональные возможности дисплея TD-200:

1) вывод информации в две строки по 20 символов. На экране отображаются сообщения, сформированные в памяти переменных контроллера, например с помощью блока данных;

2) ввод информации с помощью клавиш F1–F4, Esc, Enter, Shift, ▲, ▼;

3) коммуникационный порт для подключения контроллера через TD/CPU-кабель;

4) подключение внешнего питания в случае работы более одного текстового дисплея с контроллером. Один

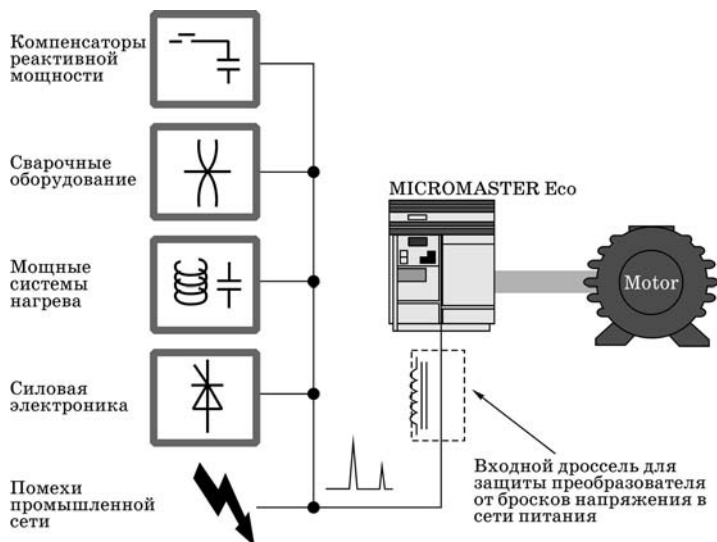


Рис. 8.9
Сеть питания преобразователя

текстовый дисплей получает напряжение питания от контроллера через TD/CPU-кабель.

Во время выполнения программы в контроллере S7-200 происходят проверки и изменения битов памяти блока данных TD-200, что позволяет выводить различные сообщения, контролировать нажимаемые оператором клавиши, организовывать просмотр и редактирование параметров.

Когда на экране TD-200 содержится то или иное сообщение, программа должна предпринимать соответствующие действия по обработке нажатий оператора на функциональные клавиши. Эту обработку рекомендуется проводить в специальных подпрограммах.

При питании от промышленной сети возможны помехи, которые создаются различными промышленными установками, как это показано на рисунке 8.9.

8.3.3. Преобразователь частоты типа MICROMASTER 440

Преобразователь частоты типа MICROMASTER 440 может использоваться для решения многочисленных задач, требующих применения приводов с большим диапазоном регулирования. Его гибкость обеспечивает широкий спектр применений. Более всего он подходит для использования на кранах, в складских помещениях, в пищевой промышленности, в производстве по разливу напитков, в упаковочной и текстильной промышленности. Особенно он отличается высокой производительностью и удобством в использовании.

Преобразователю MICROMASTER 440 присвоен знак соответствия нормам электромагнитной совместимости и правилам для низкого напряжения.

Преобразователь MICROMASTER 440 имеет:

- модульное исполнение;
- компактный корпус благодаря высокой удельной мощности;
- вставляемую панель оператора;
- управляющую клеммную колодку без винтов;
- новейшую технологию IGBT;

- цифровое микропроцессорное управление;
- высококачественное векторное управление;
- прямое управление потоком (FCC) для наилучших динамических характеристик и оптимального управления двигателем;
- линейное управление U/f ;
- квадратичное управление U/f^2 ;
- параметрируемую кривую зависимости U/f ;
- управление моментом (постоянный момент, СТ; переменный момент, VT);
- режим низкого потребления энергии;
- компенсацию скольжения;
- автоматический повторный запуск при пропадании сети или нарушениях режима;
- высококачественный PID-контроллер (с автонастройкой) для простого управления производственными процессами;
- параметрируемое время разгона и торможения в пределах 0...650 секунд;
- сглаживание кривой спуска;
- быстродействующее токоограничение (FCL) для безаварийной работы;
- быстродействующий репродуцируемый опрос цифровых входов;
- точный ввод заданного значения благодаря 10-битному аналоговому входу;
- комбинированный тормоз для контролируемого быстрого останова;
- четыре частоты пропускания против резонанса;
- встроенный тормозной резистор;
- шесть свободно параметризуемых, потенциально связанных цифровых входов;
- два аналоговых входа (от 0 до 10 В, от 0 до 20 мА), которые по выбору могут быть использованы в качестве 7-го и 8-го цифрового входа;
- два параметризуемых аналоговых выхода (от 0 до 20 мА);
- три параметризуемых выхода (DC 30 В/5 А, омическая нагрузка; AC 250 В/2 А, индуктивная нагрузка);

- бесшумную работу двигателя благодаря высокой частоте импульсов;
- защиту двигателя и преобразователя;
- фильтр ЕМС класса А/В;
- дроссель коммутации;
- выходной дроссель;
- защитный кожух;
- базовую панель оператора для параметрирования преобразователя;
- модуль коммуникаций (PROFIBUS-DP);
- модули связи с персональным компьютером (PC);
- монтажный комплект для встройки панели оператора в дверь шкафа управления;
- PC-программу запуска в эксплуатацию в среде Windows 95/98 и NT/2000.

Защитные параметры:

- перегрузочная способность 50% от расчетного выходного тока в течение 60 с каждые 5 мин и 100% в течение 3 с каждые 5 мин;
- защита от перенапряжения и пониженного напряжения;
- защита от перегрева преобразователя;
- защита двигателя при помощи подключения терморезистора через цифровой вход;
- защитное заземление;
- защита от короткого замыкания;
- тепловая защита двигателя i^2t ;
- защита от блокировки двигателя;
- защита от изменения параметров;
- защита от опрокидывания.

Технические данные:

- сетевое напряжение АС 380...480 В $\pm 10\%$; постоянный момент, СТ — 0,37...75 кВт; переменный момент, VT — 0,55...90 кВт;
- частота сети 47...63 Гц;
- выходная частота 0...650 Гц;
- коэффициент мощности $\geq 0,7$;
- КПД преобразователя 96...97%;
- перегрузочная способность — 1,5-кратный расчетный выходной ток в течение 60 с (каждые 300 с),

2-кратный расчетный выходной ток в течении 3 с (каждые 300 с);

- пусковой ток не выше расчетного входного тока;
- методы управления: векторное управление; управление моментом; линейная зависимость U/f ; квадратичная зависимость U/f^2 ; программируемая зависимость U/f ; прямое управление потоком (FCC); режим энергоснабжения;
- частота импульсов 2...16 кГц (ступенями по 2 кГц);
- 15 фиксированных параметризуемых частот;
- четыре параметризуемые частоты диафрагмирования;
- дискретность задания 0,01 Гц; задание цифровое, с панели оператора;
- шесть цифровых входов, параметризуемых, потенциально развязанных, переключаемых PNP/NPN;
- два аналоговых входа (0...10 В, 0...20 мА и -10...+10 В);
- три релейных выходов, программируемых DC 30 В/5 А (омическая нагрузка) и AC 250 В/2 А (индуктивная нагрузка);
- два аналоговых параметризуемых выхода (4...20 мА);
- последовательный интерфейс RS-485; в качестве принадлежности RS-232;
- электромагнитная совместимость — ЭМС-фильтр по EN 55 011 в качестве принадлежности, класс А или класс В; преобразователь со встроенным фильтром класса А;
- торможение постоянным током, комбинированное торможение, динамическое торможение;
- степень защиты IP20;
- рабочая температура: СТ -10...+50°C; VT -10...+40°C;
- температура хранения -40...+70°C;
- относительная влажность 95%;
- высотная характеристика — до 1000 м над уровнем моря без понижения мощности;
- функции защиты: по пониженному напряжению; по перенапряжению; по перегрузке; по включению на землю; по короткому замыканию; блокировка двигателя; по перегреву двигателя; по перегреву преобразо-

вателя; защита от изменения параметров; защита от опрокидывания;

- нормы: разрешение Госгортехнадзора, сертификация в России.

8.3.4. Обзор семейства инверторов MICROMASTER Vector и MIDIMASTER Vector

MICROMASTER Vector и MIDIMASTER Vector — это семейство инверторов с промежуточным контуром постоянного напряжения для регулируемых двигателей переменного тока. Существуют различные модели, от компактного MICROMASTER Vector мощностью 120 Вт до MIDIMASTER Vector мощностью 75 кВт.

Векторное управление без датчиков позволяет инвертору определять требуемые изменения выходного напряжения и частоты для поддержания необходимой скорости вращения двигателя, обеспечивая улучшенное управление потокосцеплением и эффективность.

Инверторы управляются микропроцессором. Специальный метод широтно-импульсной модуляции обеспечивает исключительно тихую работу двигателя. Защита инвертора и двигателя обеспечена различными защитными функциями.

Особенности функционирования инверторов:

- легкость установки, программирования и ввода в эксплуатацию;
- перегрузочная способность 200% в течение 3 с; 150% в течение 60 с;
- высокий стартовый момент и высокая точность регулирования скорости двигателя при векторном управлении;
- быстрое ограничение тока (FCL) для надежной работы без прерывания;
- диапазон рабочих температур от 0 до 50°C (для MIDIMASTER Vector от 0 до 40°C);
- встроенный опционный радиочастотный фильтр (RFI) на инверторах с однофазным входом MMV12–MMV300;
- управление процессом с замкнутой обратной связью при помощи обычной пропорционально-интегрально-

дифференциальной (PID) функции управления; источник питания обеспечивает 15 В, 50 мА для датчика обратной связи;

- высокий стартовый момент с его автоматическим повышением при старте;
- возможность дистанционного управления инвертором через интерфейс RS-485 при помощи протокола USS;
- возможность конфигурировать инверторы для практически любого применения с помощью ряда доступных параметров;
- встроенная нестираемая память для сохранения установок параметров; заводские наборы установленных по умолчанию параметров по европейским, североамериканским и азиатским стандартам;
- управление выходной частотой (т. е. скоростью двигателя) различными способами: 1) цифровым заданием частоты; 2) аналоговым заданием частоты с высоким разрешением (по входному напряжению или току); 3) внешним потенциометром, управляющим скоростью двигателя; 4) восемью фиксированными частотами через бинарные входы; 5) функцией мотор-потенциометра; 6) последовательным интерфейсом;
- встроенный тормоз постоянного тока;
- встроенный тормозной ключ для внешнего резистора (MMV);
- автоматическая компенсация нагрузки посредством управления потоко сцеплением или векторное управление без датчика;
- время разгона/торможения с программируемым сглаживанием;
- два встроенных релейных выхода (13 функций);
- встроенные аналоговые выходы (1 в MMV, 2 в MDV);
- внешний разъем интерфейса RS-485 для подключения многоязыкового расширенного операторского пульта (OPM2) или добавочного модуля PROFIBUS;
- возможность установки двух наборов параметров двигателя при подключении расширенного операторского пульта;

- программное обеспечение, автоматически определяющее 2-, 4-, 6- или 8-полюсные двигатели;
- встроенный программно управляемый терморегулируемый охлаждающий вентилятор;
- компактные размеры, позволяющие экономить место и размещать инверторы рядом друг с другом;
- добавочная защита до условий IP56 для инверторов MIDIMASTER Vector.

Основные характеристики инверторов MICROMASTER Vector и MIDIMASTER Vector

- входная частота 47...63 Гц;
- коэффициент мощности $\geq 0,7$;
- диапазон частот на выходе 0...650 Гц;
- разрешение 0,01 Гц;
- работа при перегрузках: 200% в течение 3 с и 150% в течение 60 с (зависит от номинального тока);
- защита от перегрева инвертора, от перегрузки и недогрузки по напряжению;
- дополнительная защита против короткого замыкания и неполадок при потере заземления, против работы без нагрузки (открытая цепь);
- возможен 4-квadrантный режим работы (рекуперация в сеть невозможна);
- векторное управление без датчика; управление потоком сцеплением FCC; управление кривой зависимости напряжение/частота;
- аналоговый вход/вход PID: однополярный 0...10 В/2...10 В (рекомендуется потенциометр 4,7 кОм), 0...20 мА/4...20 мА; биполярный -10...0...+10 В;
- разрешение аналоговой установки частоты 10 бит;
- аналоговый выход 0...20 мА/4...20 мА при 0...500 Ом, стабильность 5%;
- стабильность заданной частоты: аналоговая $< 1\%$; цифровая $< 0,02\%$;
- отслеживание температуры двигателя: вход РТС, управление i^2t ;
- время разгона/замедления 0...650 с;
- управляющие выходы: два реле 230 В AC/0,8 А (категория 2 перегрузки по напряжению); 30 В DC/2 А;

- интерфейс RS-485;
- КПД инвертора 97%;
- рабочая температура 0...+50°C (MMV); 0...+40°C (MDV);
- температура транспортировки и хранения –40...+70°C;
- охлаждение вентилятором;
- влажность 90% без конденсации;
- допустимая высота установки над уровнем моря < 1000 м;
- степень защиты: MMV — IP21 (NEMA); MDV — IP21 (NEMA) и IP56 (NEMA 4/12);
- защитное разделение цепей: двойная изоляция или защитное экранирование.

Защита и автоматическое снижение номинальных данных

Внутренние потери в силовом модуле увеличиваются с увеличением частоты переключения ШИМ и приводят к увеличению температуры охлаждающих радиаторов. Работа преобразователя в среде с температурой выше рекомендуемой может привести к прерыванию работы преобразователя. Чтобы избежать такого нежелательного прерывания, MICRO/MIDIMASTER Vector автоматически уменьшает свою частоту переключения ШИМ (с 16 до 8 кГц), тем самым уменьшая тепловые потери в силовых элементах и предоставляя возможность работать далее — без прерывания. Если нагрузка или окружающая температура затем уменьшается, преобразователь сначала проверит, безопасно ли снова увеличить частоту переключения ШИМ, и после этого увеличит ее.

Быстрое ограничение тока

Быстрое ограничение тока (FCL, fast current limit) является циклическим аппаратным ограничением тока, встроенным в преобразователь. Его порог устанавливается немного ниже порога программного прерывания перегрузки по току (F002) и действует максимально быстро, предотвращая таким образом ложные и нежелательные прерывания при внезапном приложении нагрузки или требуемом быстром ускорении.

Знакомясь с техническими данными преобразователей MICROMASTER, MICROMASTER Vector и MIDIMASTER Vector, следует отметить, что они обладают возможностью векторного управления. О принципах векторного управления речь пойдет далее.

8.3.5. Принципы векторного управления

Что такое векторное управление? Самым легким объяснением является сравнение с двигателем постоянного тока (DC). В DC-машине (рис. 8.10а), возбуждение является

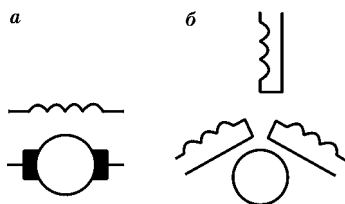


Рис. 8.10
Схемы машин:
а — DC; б — AC.

отдельной обмоткой, и поэтому ток якоря и ток возбуждения могут управляться независимо. Независимое управление токами, создающими поток и момент, позволяет оптимизировать работу — регулировать момент при нулевой скорости, быстрый отклик на изменение нагрузки и т. д.

В асинхронной машине (AC) (рис. 8.10б) токи статорной обмотки устанавливают поток и момент, поэтому трудно управлять моментом и потоком отдельно. Управление амплитудой тока не дает независимого управления. Чтобы управлять моментом и потоком в AC, необходимо управлять током статора по амплитуде и фазе, т. е. изменять величину вектора.

Для того чтобы управлять фазой относительно ротора, его положение должно быть известно. Следовательно, для полного векторного управления должен использоваться датчик положения ротора двигателя, который будет сообщать положение ротора преобразователю.

Типовая структура приводов переменного тока с векторным управлением представлена на рисунке 8.11.

В качестве силового преобразователя используется инвертор на IGBT-ключках или интеллектуальных силовых модулях. Драйверы ключей инвертора подключены непосредственно к выходам ШИМ-генератора микроконтрол-



Рис. 8.11

Структура привода переменного тока с векторным управлением

лера, работающего в режиме широтно-импульсной модуляции базовых векторов (векторной ШИМ-модуляции), что обеспечивает максимально высокую степень использования напряжения звена постоянного тока и минимизацию динамических потерь в инверторе (ниже об этом более подробно). Структура на рисунке 8.11 предполагает использование импульсного датчика ИД положения ротора двигателя. Сигналы с датчика вводятся непосредственно в контроллер и обрабатываются в блоке оценки положения, который может быть реализован на основе специального периферийного устройства — таймера с «квадратурным» режимом работы. Код механического положения ротора программно преобразуется в код электрического положения ротора внутри полюсного деления машины. Для реализации блока оценки скорости могут применяться либо специальные периферийные устройства микроконтроллера, принцип действия которых основан на измерении временного интервала отработки двигателем заданного отрезка пути (эстиматоры скорости), либо пери-

ферийные устройства общего назначения, такие как процессоры событий или менеджеры событий. В последнем случае таймер, работающий в «квадратурном» режиме, является базовым для одного из каналов сравнения. Как только двигатель отработает заданный отрезок пути, возникнет прерывание по сравнению. В процедуре обслуживания этого прерывания центральный процессор определит временной интервал с момента предыдущего прерывания и выполнит расчет текущей скорости привода ω .

Желательно, чтобы таймер, работающий в «квадратурном» режиме, допускал начальную инициализацию в соответствии с числом меток на оборот импульсного датчика положения, а также имел режим автоматической коррекции своего состояния по реперному датчику. Эстиматор скорости должен работать с регулируемым разрешением как по числу импульсов на периоде измерения скорости (от 1 до 255), так и с регулируемым разрешением по времени (максимальное разрешение 50...100 нс при диапазоне регулирования разрешения 1:128). Если перечисленные выше требования к периферийным устройствам микроконтроллера будут выполнены, то окажется возможным измерение скорости в диапазоне, как минимум, 1:20 000 с точностью не хуже 0,1%.

Для измерения электрических переменных микроконтроллер должен иметь встроенный АЦП с разрешением не ниже 10...12 двоичных разрядов и временем преобразования не более 5...10 мкс. Как правило, восьми каналов АЦП достаточно для приема не только сигналов обратных связей по токам фаз (рис. 8.11), но и сигналов обратных связей по напряжению и току в звене постоянного тока, а также внешних задающих сигналов. Дополнительные аналоговые сигналы используются для реализации защит инвертора и двигателя. Работа АЦП будет более производительной, если микроконтроллер допускает режим автоматического сканирования и запуска процесса преобразования. Обычно это делается либо с помощью отдельного периферийного устройства — процессора периферийных транзакций, либо с помощью режима автозапуска АЦП от процессора событий или генератора ШИМ-сигналов.

Желательно, чтобы выборка как минимум двух аналоговых сигналов была одновременной.

Итак, на основе полученной информации о токах фаз i_a и i_b восстанавливается значение тока в фазе C (i_c) и выполняется преобразование токов к неподвижной системе координат, связанной со статором. Переход от неподвижной системы координат к подвижной, связанной с текущим положением ротора, позволяет рассчитать компоненты результирующего вектора тока статора по осям d и q соответственно.

Все перечисленные выше преобразования координат должны выполняться в реальном времени. Желательно, чтобы используемый для реализации системы векторного управления микроконтроллер имел встроенную библиотеку функций, адаптированных для эффективного управления двигателями, в том числе функций преобразования координат. Время реализации каждой из этих функций не должно превышать нескольких микросекунд.

Отличительной особенностью системы векторного управления асинхронными двигателями является необходимость использования дополнительного вычислительного блока, в котором производится оценка текущего углового положения вектора потокосцепления ротора. Это делается на основе решения в реальном времени системы дифференциальных уравнений, составленных в соответствии с математической моделью двигателя. Естественно, что подобная операция требует дополнительных вычислительных ресурсов центрального процессора.

Бессенсорное векторное управление

Во многих случаях датчик положения ротора двигателя не требуется, и поэтому дополнительные расходы на такой датчик не оправдывают себя. Для того чтобы преобразователь мог смоделировать свойства датчика, программный алгоритм с математическим моделированием основных свойств двигателя должен точно вычислить положение и скорость ротора. Для этого преобразователь должен:

- 1) очень точно контролировать выходное напряжение и ток;
- 2) вычислять параметры двигателя;

- 3) иметь точную тепловую модель двигателя;
- 4) адаптировать параметры двигателя для условий работы;
- 5) иметь возможность очень быстро выполнять математические вычисления.

Это было достигнуто с помощью быстрого процессора, выполняющего миллионы вычислений с плавающей точкой в секунду, которые требуются для достижения строгих критериев работы. Вся серия MICRO/MIDIMASTER Vector обеспечивает перегрузочную способность 200% в течение 3 с, что делает эти преобразователи особенно подходящими для таких трудных нагрузок, как подъемники и лифты.

Нет необходимости в ручном вычислении параметров двигателя для точной настройки преобразователя — это делается автоматически, а от пользователя требуется только ввести параметры двигателя для настройки векторного управления.

Бессенсорное векторное управление является высокопроизводительным процессом управления в режиме реального времени, который обычно достигается при использовании DSP-процессоров, RISC-процессоров или нескольких микропроцессоров. Решение Siemens позволяет микропроцессору не тратить время на повторяющиеся задачи и обеспечивает возможность математических вычислений с плавающей точкой в заказной микросхеме ASIC. Арифметика с плавающей точкой означает, что уравнения управления выполняются точно, без непрерывных шагов масштабирования. При использовании такой системы не происходит арифметического переполнения и всегда доступна полная точность. Все результаты являются достоверными с повторяемым динамическим выполнением. Принятый в MICRO/MIDIMASTER Vector алгоритм фактически идентичен используемому в широко распространенном MASTERDRIVE.

Преимущества бессенсорного векторного управления:

- 1) превосходное управление скоростью с соответствующей компенсацией скольжения;

- 2) высокий момент при низких скоростях без чрезмерного повышения напряжения;
- 3) низкие потери, высокая эффективность;
- 4) высокие динамические характеристики — лучшая реакция на ступенчатое изменение нагрузки;
- 5) стабильная работа с мощными двигателями.

8.3.6. MICROMASTER и MICRO/MIDIMASTER Vector в режиме U/f

Частотное управление с разомкнутой обратной связью применяется для одно- и многодвигательных приводов с асинхронными двигателями без высоких требований к динамике — например, для насосов, вентиляторов, простых приводов подачи типа конвейера.

Для приводов, к которым предъявляются высокие требования, применяют замкнутые системы управления. С этой целью все преобразователи MICROMASTER Vector и MIDIMASTER Vector имеют встроенный ПИД-регулятор (рис. 8.12), использующий второй аналоговый

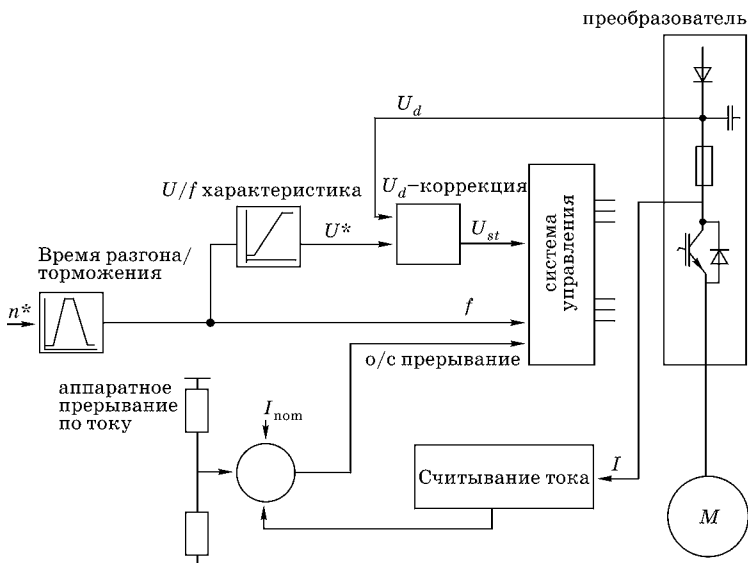


Рис. 8.12

ПИД-регулирование с замкнутой обратной связью

вход для контроля за сигналом обратной связи ($0...10$ А или $0...20$ А) с разрешением 10 бит.

Без какой-либо дополнительной схемы или программного обеспечения эта функция управления позволяет регулировать величины, которыми необходимо управлять по обратной связи: например, поддерживать постоянство температуры или давления. Относительное значение или задание вводятся непосредственно как процент от регулируемой переменной ($0...100\%$), что делает систему независимой от единиц измерения величин, полученных датчиками.

Дополнительные характеристики ПИД-регулятора:

- 1) любое масштабирование дисплея;
- 2) раздельная установка пропорциональной, интегральной и дифференцирующей компонент;
- 3) выбираемый интервал выборки и фильтрация;
- 4) двигатель может быть отключен при работе ниже минимальной частоты, причем это может быть запараметрировано;
- 5) при минимальной и максимальной частоте двигателя может быть выведено соответствующее сообщение.

Виды торможения электропривода

Генераторное торможение (рис. 8.13) характеризуется:

- 1) рассеянием энергии во внешнем резисторе;
- 2) отличным тормозным моментом;

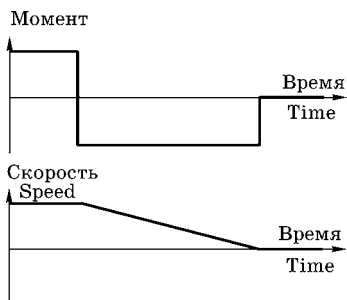


Рис. 8.13
Характеристики при
генераторном торможении

- 3) гладкой характеристикой;
- 4) управляемым торможением;
- 5) линейным и плавным уменьшением скорости.

Динамическое DC-торможение (рис. 8.14) характеризуется:

- 1) рассеянием энергии в двигателе;
- 2) плохим тормозным моментом;

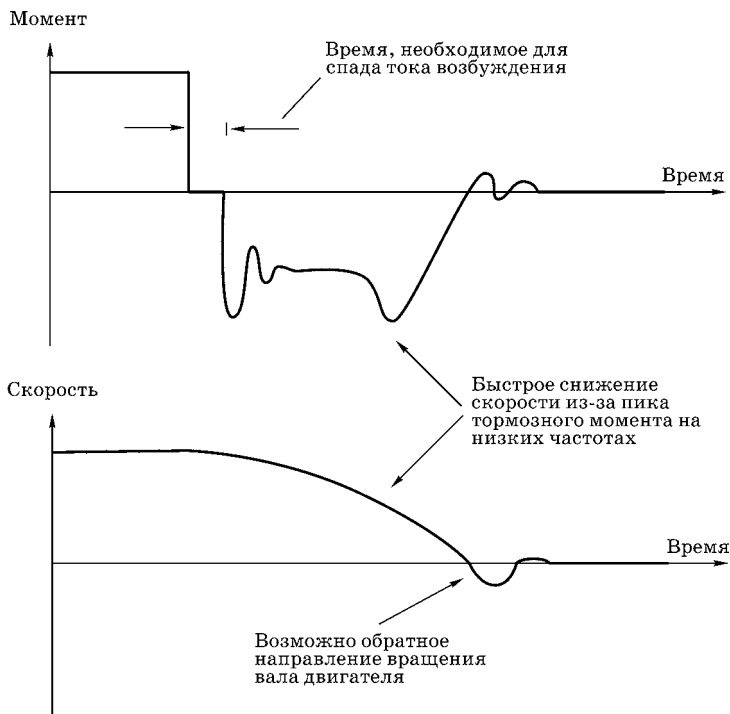


Рис. 8.14
Характеристики при динамическом торможении

- 3) гладкой характеристикой;
- 4) неуправляемым снижением скорости;
- 5) эффективностью 30...40% от генераторного торможения;
- 6) неизвестным моментом остановки двигателя.

8.3.7. Интерфейсы пользователя. Связь, операторское управление и визуализация

Операторское управление и визуализация устройств MICROMASTER, MICROMASTER Vector и MIDIMASTER Vector реализованы одинаково.

Управление, визуализация и параметрирование частотных инверторов может осуществляться как на самом устройстве, так и при помощи внешних приспособлений.

На самом преобразователе управление осуществляется с помощью:

- 1) стандартного встроенного 7-клавишного пульта;
- 2) текстовой панели оператора OPM2, поставляемой дополнительно;

- 3) клеммника управляющих сигналов.

Стандартный пульт управления состоит из 7 клавиш, 4-разрядного 7-сегментного индикатора и имеет следующие функции:

- 1) запуск частотного преобразователя;
- 2) операторское управление;
- 3) запуск двигателя, увеличение частотного задания двигателя;
- 4) выбор направления вращения по или против часовой стрелки, шаговое задание частоты клавишей Jog;
- 5) запуск и останов на заданной частоте;
- 6) отображение заданной и действительной частоты двигателя;
- 7) отображение и изменение параметров;
- 8) отображение состояния преобразователя;
- 9) отображение сообщений-предупреждений;
- 10) отображение и квитирование сообщений об ошибках.

Каждая функциональная клавиша может быть запрещена индивидуально. Для обеспечения безопасности клавиша остановки Off всегда активна.

На мембранной клавишной панели расположен 9-штырьковый разъем D-SUB (X502) (рис. 8.15), обеспечивающий доступ к интерфейсу RS-485. Через этот интерфейс можно подключить дополнительный модуль PROFIBUS или текстовую панель оператора. Привод может быть непосредственно подключен к персональному компьютеру через интерфейс RS-232, который расположен на текстовой панели оператора.

Интерфейс RS-485 устройств MICROMASTER и MIDIMASTER работает с универсальным последовательным протоколом (USS) и позволяет объединить в сеть по шине до 31 узла с максимальной скоростью передачи данных 19 кбит/с.

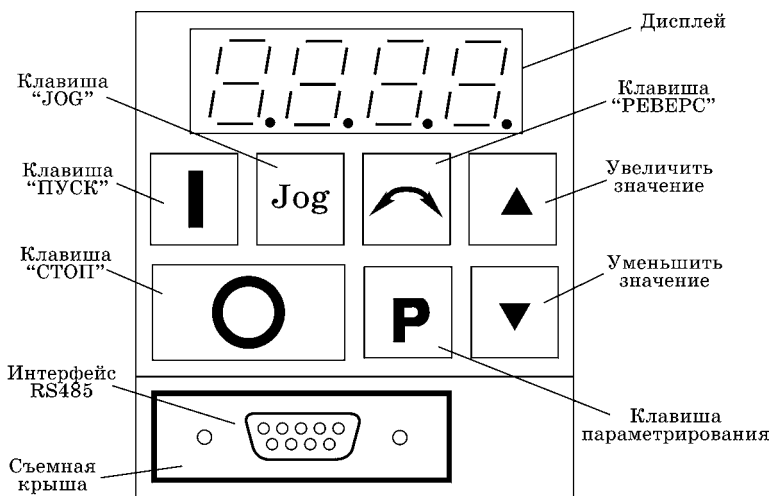


Рис. 8.15

Пульт управления преобразователя MICROMASTER Vector

Интерфейс RS-485 доступен через 9-штырьковый разъем D-SUB (рис. 8.16), а в устройствах серии 6SE32 еще и через клеммник управляющих сигналов.

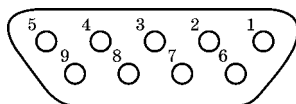


Рис. 8.16

Расположение выводов разъема D-SUB

Все функции, необходимые для работы и контроля устройств MICROMASTER и MIDIMASTER, доступны через *клеммник управляющих сигналов*, в том числе:

- 1) команды управления, например пуск/остановка, реверс, шаговое задание;
- 2) входы аналогового задания;
- 3) входы цифрового задания, например фиксированные частоты;
- 4) цифровые выходы, например для выдачи состояния привода — работа, предупреждение;
- 5) аналоговые выходы, например, для выдачи задания частоты и тока.

Время переходного процесса по входам:

- 1) цифровой вход — 25 мс, в зависимости от времени установления (056);

2) аналоговый вход — 15 мс для шагового сигнала ($> 0,5$);

3) интерфейс RS-485 — 25 мс.

Внешние приспособления для управления включают:

1) последовательный интерфейс RS-485;

2) текстовую панель оператора OPM2, поставляемую дополнительно;

3) дополнительный модуль PROFIBUS;

4) персональный компьютер с программой SIMOVIS.

8.4. ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ ЧАСТОТЫ MIDIMASTER ESO И MICROMASTER ESO, ТРИОЛ AT02, ЭКТ2

8.4.1. Преобразователи частоты MICROMASTER Eсо и MIDIMASTER Eсо

Преобразователи частоты серий MICROMASTER Eсо и MIDIMASTER Eсо разработаны для применения в области водоснабжения, отопления, вентиляции, в установках для кондиционирования воздуха. Диапазон их мощностей от 0,75 до 315 кВт. Применяя преобразователи частоты Eсо, можно сэкономить до 60% эксплуатационных расходов для насосов и вентиляторов.

Возможности серии:

1) работа в режиме энергосбережения;

2) защита двигателя от перегрева;

3) автоматическая подстройка частоты импульсов ШИМ для минимизации шума;

4) автоматическое ограничение рабочих характеристик двигателя;

5) автоматическая подстройка под параметры двигателя при включении;

6) встроенный ПИД-регулятор;

7) защита от короткого замыкания;

8) выходные дроссели позволяют использовать кабели между преобразователем и двигателем длиной до 550 м.

Преобразователи частоты серии Eсо способны легко регулировать скорость вращения насосов или вентиляторов, обеспечивая при этом точное регулирование и управление процессом, оптимизировать температуру в помеще-

нии, обеспечивать комфортные условия работы с низким уровнем шума.

Расход электроэнергии и нагрев привода в целом сведены к минимуму. При определенных режимах работы эти расходы можно сократить до 60%.

Применение преобразователей серии Есо обеспечивает следующие преимущества при регулировании:

- 1) более точное управление по уставке с помощью специальных функций;
- 2) регулирование по замкнутому контуру с помощью встроенной функции ПИД-регулирования;
- 3) возможность управления в режимах, превышающих номинальные, с помощью режима экономии энергии;
- 4) удобную систему параметрирования.

Принцип работы преобразователя частоты состоит в следующем: переменное напряжение промышленной сети выпрямляется блоком выпрямительных диодов и фильтруется батареей конденсаторов большой емкости для минимизации пульсаций полученного напряжения. Это напряжение подается на мостовую схему (рис. 8.17), включающую шесть управляемых IGBT-транзисторов с диодами, включенными антипараллельно для защиты транзисторов от пробоя напряжением обратной полярности, возникающим при работе с обмотками двигателя.

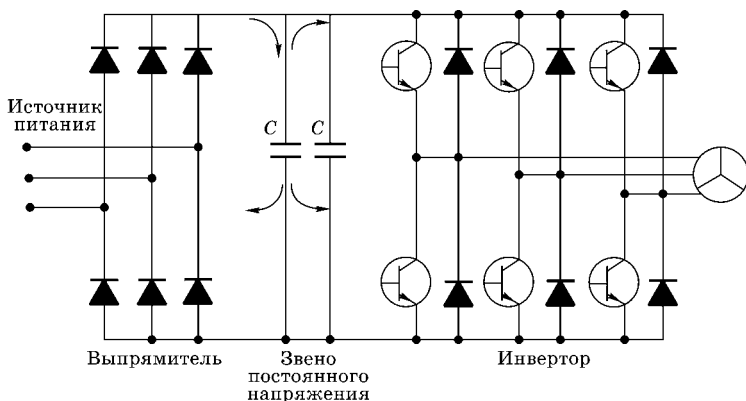


Рис. 8.17

Структурная схема преобразователя частоты

Используя специальный алгоритм управления — открывая и закрывая перекрестные пары транзисторов, формируют последовательность импульсов напряжения разной скважности, создавая широтно-импульсную модуляцию (ШИМ) в фазах двигателя. При этом ток в фазах двигателя приобретает форму синусоид, сдвинутых во времени, что достаточно для формирования вращающегося магнитного поля и вращения двигателя. Регулируя частоту напряжения и амплитуду сигнала, можно менять скорость вращения двигателя. Графическое представление ШИМ представлено на рисунке 8.18.

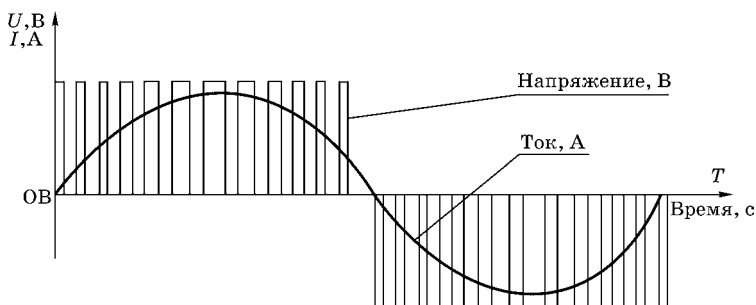


Рис. 8.18
Широтно-импульсная модуляция

Особенности преобразователей

Совместимость со всеми типами асинхронных и синхронных двигателей. Преобразователи частоты Есо совместимы со всеми типами асинхронных и синхронных двигателей российского и зарубежного производства. При этом достаточно ввести табличные данные двигателя. Встроенная защита не допустит выход двигателя из строя.

Простой ввод в эксплуатацию. Преобразователи частоты Есо вводятся в эксплуатацию установкой всего 12 базовых параметров.

Соответствие нормам электромагнитной совместимости. Преобразователи частоты Есо могут быть поставлены со встроенными фильтрами электромагнитной совместимости класса А или без встроенных фильтров

электромагнитной совместимости. Фильтры электромагнитной совместимости класса В также могут быть поставлены для всех типоразмеров преобразователей. Преобразователи соответствуют европейским нормам электромагнитной совместимости.

Оптимальные функции ввода/вывода. Все важные для техники отопления, вентиляции и климатизации функции обслуживания и контроля уже интегрированы и гарантируют высокую степень управляемости приводом.

Высокий пусковой момент. Преобразователи частоты Есо создают добавочный момент во время пуска, обеспечивая таким образом надежный разгон даже после длительного простоя.

Оптимальное потребление энергии. После разгона двигателя до нужной величины система автоматически оптимизирует потребление энергии. При этом двигатели не только работают в режиме экономии энергии по идее частотно-регулируемого привода, но и всегда работают при максимальном КПД.

Встроенный ПИД-регулятор. Функция ПИД-регулирования позволяет осуществлять точную регулировку потока давления или температуры посредством подключения внешнего датчика. Могут быть обработаны сигналы типа 0...10 В, 0...20 мА, 4...10 мА. Контур регулирования имеет в структуре пропорциональное интегрирующее и дифференцирующие звенья для оптимальной стабильности и точности регулирования.

Степень защиты IP20 или IP56. Преобразователи частоты Есо могут быть выполнены в двух стандартных исполнениях со степенью защиты IP20 или IP56 для настенного монтажа в шкафах комплектного распределительного устройства или непосредственно возле двигателя.

Многодвигательный привод. Преобразователи частоты Есо могут управлять группой вентиляторов и насосов, вращающихся одновременно с одинаковой частотой.

Встроенный «пуск на ходу». «Пуск на ходу» означает возможность подключения преобразователя частоты MIDIMASTER Есо к вращающемуся вентилятору после кратковременного отключения питания. Преобразова-

тель настроится на частоту вращения вентилятора и разгонит его до заданной частоты.

Дополнительные принадлежности:

1) PC-программа SIMOVIS под Windows 95 и Windows NT для управления преобразователем от персонального компьютера;

2) фильтры электромагнитной совместимости;

3) входные дроссели — для компенсации высших гармоник, наводимых преобразователем в сеть, и для защиты конденсатора промежуточного контура;

4) выходные дроссели для работы с большими расстояниями между двигателем и преобразователем.

Зависимость бесшумной работы двигателя от частоты импульсов: частота переключений ШИМ от 2 Гц до 16 кГц; частота 16 кГц находится выше диапазона слышимых частот.

Использование широтно-импульсной модуляции (ШИМ) позволяет контролировать и регулировать потребляемую двигателем энергию и более точно управлять мотором с помощью специальных оптимизированных алгоритмов. С увеличением частоты переключений импульсов ШИМ шум двигателя и преобразователя становится менее заметен, что обеспечивает более комфортную работу находящемуся рядом персоналу. Однако с увеличением частоты ШИМ управляемые силовые ключи — IGBT-транзисторы — выделяют больше тепла, чем при более низких частотах переключений. В этом случае встроенная защита может отключить преобразователь, если температура транзисторов близка к максимальной и инвертор полностью нагружен. В связи с этим в приводах MIDIMASTER Eco большой мощности частота ШИМ-переключений может быть ограничена 4 кГц.

Рекомендуется использовать высокие частоты ШИМ при неполной нагрузке преобразователя и только там, где требуется бесшумная работа.

Следует отметить, что:

1) преобразователь Eco автоматически оптимизирует частоту ШИМ-переключений IGBT-транзисторов для минимизации шума двигателя;

2) преобразователь Есо автоматически снижает частоту ШИМ-переключений в случае, если температура радиатора IGBT-транзисторов превышает допустимую;

3) после снижения температуры радиатора IGBT-транзисторов частота ШИМ-переключений возвращается к установленному значению;

4) возможности режима Есо позволяют экономить энергию за счет подстройки под изменение воздушного и водного потока и за счет оптимального регулирования с меньшим потреблением энергии.

Преобразователь частоты Есо анализирует потребление энергии двигателем после выхода на заданную скорость и оптимизирует потребление электроэнергии путем небольшого уменьшения или увеличения выходного напряжения, подаваемого на двигатель. Например, если Есо обнаружит, что при незначительном увеличении напряжения потребление энергии возрастает, он будет постепенно уменьшать напряжение до достижения наименьшего потребления энергии на данной рабочей точке.

Количество сэкономленной энергии в данном режиме работы зависит от нагрузки, типа двигателя и его рабочего цикла. В среднем экономия энергии составляет на 2...5% больше, чем при обычном квадратичном законе управления.

Для нормальной и стабильной работы преобразователя должны выполняться определенные требования к источнику питания Есо. Преобразователи частоты рассчитаны на работу со следующими допусками питающего напряжения: а) $208...240\text{ В} \pm 10\%$; б) $380...460/480/500\text{ В} \pm 10\%$; в) $525...575\text{ В} \pm 15\%$. Допустимое изменение частоты сети 47...63 Гц.

Если во время работы преобразователя частоты произойдет значительный скачок или просадка напряжения больше заявленных пределов для Есо, он автоматически отключится и выдаст код ошибки.

Преобразователь способен выдерживать кратковременные импульсные помехи до 2 кВ. Помехи такого уровня могут вывести из строя блок питания преобразователя.

Поэтому рекомендуется использовать специально разработанные входные дроссели.

Преобразователи частоты MIDIMASTER Есо и MICRO-MASTER Есо рассчитаны на работу с надежным заземлением. Кроме того, заземление используется для надежного экранирования преобразователя.

Преобразователи этих типов рассчитаны на алгоритм «вентиляторного» управления. Типовые нагрузки с такими характеристиками — насосы и вентиляторы. Здесь момент пропорционален квадрату скорости, а мощность — ее кубу. В этой пропорции скрыт огромный потенциал для экономии энергии при управлении скоростью вращения вентиляторов и насосов. Например, 10%-ное уменьшение скорости вращения насоса позволит снизить потребляемую мощность на 35%.

Не рекомендуется использовать вентиляторы и насосы на скоростях значительно выше номинальной. Это может привести к чрезмерному увеличению потребляемой мощности или к ее значительному ограничению.

Необходимо, чтобы рабочий диапазон регулирования частот находился не выше номинальной паспортной частоты двигателя. Иначе при долговременной работе двигатель, не рассчитанный на более высокие частоты вращения, не сможет обеспечить требуемый момент, или произойдет быстрый износ его подшипников. При работе на малых частотах (5 Гц) из-за особенностей устройства асинхронного двигателя (насыщения сердечника ротора) он может перегреваться, если не предусмотреть внешнее независимое охлаждение.

При подключении следует использовать экранированные кабели длиной до 100 м и неэкранированные до 50 м. При использовании более длинных кабелей устанавливается специальный дроссель.

В процессе настройки и работы выполняют процедуру параметрирования. С этой целью применяется клавиатура, выполненная в виде пленочных клавиш с 4-разрядным 7-сегментным светодиодным индикатором. Все параметры доступны и могут быть изменены клавишами (рис. 8.19). Имеется три типа параметров: значащие, зарезервированные и «только для чтения».

Значащие параметры.

Примером служит параметр «время замедления». Его установка в 10 с означает, что Есо в 10-секундный интервал плавно переведет двигатель с номинальной скорости до нулевой, т. е. до полной остановки.

Зарезервированные параметры. Значения этих параметров участвуют только в функциональных операциях.

Параметры «только для чтения». В значения этих параметров входят заводские установки и информация для пользователя, например мощность инвертора в киловаттах.

Преобразователи частоты Есо используют три группы параметров: 1) группу индикации; 2) основную группу; 3) специальную группу. Один из основных параметров (P199) контролирует доступ к специальной группе. Основная группа параметров доступна по умолчанию.

Для изменения значений параметров используются клавиши ▲ и ▼, которые имеют два режима работы. Одинарное нажатие изменяет значение на 1. Сохранение в нажатом состоянии более длительное время приводит к быстрому изменению значения.

Более подробная информация по параметрированию излагается в инструкции по настройке, прилагаемой к частотному преобразователю.



Рис. 8.19

Внешний вид преобразователя

8.4.2. Электропривод Триол АТ02

Электропривод Триол АТ02 с асинхронным двигателем предназначен для регулирования частоты вращения насосов, вентиляторов, компрессоров и других производственных механизмов, использующих в качестве приводных асинхронные двигатели с короткозамкнутым рото-

ром мощностью до 110 кВт. Электропривод обеспечивает плавный пуск и длительную работу механизма в рабочем диапазоне частот вращения, а также автоматическое регулирование заданного технологического параметра.

Применение электропривода позволяет:

1) увеличивать производительность механизма за счет оптимальной реализации различных требований технологического процесса;

2) осуществлять энергосбережение за счет оптимизации режимов работы, высоких энергетических показателей и высокого качества выходного напряжения;

3) увеличивать ресурс работы электрического и механического оборудования за счет отсутствия пусковых токов повышенной кратности и механических ударных нагрузок.

Важнейшими эксплуатационными показателями электроприводов является их надежность, степень монтажно-наладочной готовности, ремонтпригодность, простота и удобство управления и обслуживания. По убеждению, основанному на многолетнем опыте, применение регулируемых электроприводов вообще, и электроприводов АТ в частности, практически всегда дает положительный экономический или технологический эффект.

В качестве примера рассмотрим технические характеристики электропривода АТ02, который изготавливает Санкт-Петербургская компания «Триол»:

- КПД (без учета электродвигателя) не менее 0,95;
- коэффициент мощности не менее 0,97;
- параметры питающей сети: три фазы; напряжение 380 В, +10%, -15%; частота 50 Гц;
- параметры выходного напряжения: три фазы; номинальное напряжение $380 \text{ В} \pm 2\%$; номинальная частота $50 \text{ Гц} \pm 0,1\%$;
- регулирование напряжения 0...380 В;
- регулирование частоты 1,0...50 Гц (100 Гц);
- два режима работы преобразователя — ручной и автоматический.

В ручном режиме преобразователь осуществляет поддержание заданного значения частоты выходного напряжения.

В автоматическом режиме производится регулирование выходной частоты преобразователя с целью поддержания заданного значения технологического параметра (давления, расхода, температуры и т. п.). Изменение частоты определяется работой программного ПИ-регулятора. Для работы в данном режиме должна быть замкнута цепь обратной связи по значению технологического параметра.

В рамках этих режимов на основании программируемых пользователем параметров *электропривод осуществляет*:

- 1) включение и плавный частотный пуск электродвигателя с заданным темпом разгона;
- 2) поддержание частоты вращения на заданном уровне в заданном диапазоне;
- 3) частотное торможение и останов двигателя;
- 4) диагностику текущего состояния преобразователя и объекта управления и оперативное реагирование на возникновение нештатных ситуаций;
- 5) прием задания от выбранного пользователем источника управления (потенциометр, токовый либо потенциальный внешний сигнал, последовательный канал, таймер и т. д.);
- 6) релейное управление дополнительными двигателями и другими устройствами.

8.4.3. Электропривод ЭКТ2

Электропривод ЭКТ2 предназначен для управления электродвигателями переменного тока. Электропривод предназначен для работы в закрытых помещениях при следующих условиях:

- 1) диапазон рабочих температур от $+1^{\circ}\text{C}$ до $+40^{\circ}\text{C}$;
- 2) окружающая среда непожароопасная, невзрывоопасная, содержание нетокопроводящей пыли не более $0,5 \text{ мг/м}^3$, атмосфера промышленных предприятий;
- 3) оболочка шкафов электроприводов обеспечивает степень защиты IP21;
- 4) показатели качества электрической энергии для питания электроприводов — отклонения напряжения сети

переменного тока от номинального значения от $+10\%$ до -15% ; отклонения частоты сети переменного тока от номинальной в пределах $\pm 2\%$;

5) верхнее значение относительной влажности окружающей среды 80% при температуре 25°C , высота над уровнем моря до 1000 м .

Технические данные электроприводов указаны в таблице 8.2.

В электроприводе предусмотрена возможность дистанционного управления приводом выключателя (пу-

Таблица 8.2

Технические данные электроприводов ЭКТ2

Параметр	Значение
<i>Параметры питающей сети</i>	
1. Номинальное напряжение	
1.1. Для ЭКТ2 исполнения УХЛ4, В	380
1.2. Для ЭКТ2 исполнения 04, В	380, 415, 440
2. Частота, Гц	50, 60
3. Число фаз	3
<i>Выходные параметры</i>	
4. Номинальное напряжение, В	380
5. Диапазон регулирования (действующее значение) для ЭКТ2Д при напряжении питающей сети не менее номинального, В	0...380
6. Диапазон регулирования (действующее значение) для ЭКТ2Р при напряжении питающей сети не менее номинального, В	0...340
7. Отклонение напряжения (действующее значение) от номинального значения, %	$\pm 2,5$
8. Отклонение частоты от номинального значения, %	$\pm 0,5$
9. Допустимая нагрузка от номинального тока, %	150
10. Продолжительность допустимой нагрузки, с	120

Примечания. 1. В рабочем диапазоне регулирования частоты (напряжения) электроприводы должны быть работоспособными и обеспечивать номинальные выходные параметры с отклонениями не более указанных в таблице 8.2.

2. В рабочем диапазоне регулирования частоты в электроприводах с номинальной выходной частотой 200 Гц при номинальном выходном напряжении 380 В допускается перестройка номинальных частот, выбираемых из ряда $50, 60, 100, 200\text{ Гц}$. Отклонение частоты от номинальной (перестроенной) не более $\pm 0,5\%$.

3. В обозначении преобразователя индекс Д означает наличие динамического торможения, индекс Р — наличие рекуперативного торможения.

скателя), включенного в силовые цепи, а также частотой (скоростью).

Электроприводы обеспечивают:

1) регулирование выходного напряжения до номинального значения, но не выше напряжения питающей сети в функции частоты по закону: $U/f = \text{const} = 1,7 \dots 7,6$ при $f_{\text{ном}} = 200$ Гц; $U/f = \text{const} = 4,0 \dots 7,6$ при $f_{\text{ном}} = 50$ Гц, где U — действующее значение выходного напряжения; f — выходная частота;

2) работу с током $1,5I_{\text{ном}}$ в течение $120 \dots 180$ с.

3) пуск, торможение и реверс электродвигателя;

4) работу с номинальным током на нагрузку, имеющую коэффициент сдвига $0,15 \dots 0,9$ при $f_{\text{ном}} = 50$ Гц и $0,15 \dots 0,7$ при $f_{\text{ном}} = 200$ Гц.

В состав электропривода входят:

1) шкафы электропривода;

2) устройство дистанционного управления (по требованию заказчика);

3) внешний цифровой задающий генератор (по требованию заказчика);

4) запасные части и принадлежности по ведомости ЗИП.

Все основные элементы системы управления, защиты, сигнализации, системы регулирования размещены на платах системы управления. Платы системы управления установлены на поворотной раме на внутренней стороне двери шкафа.

Силовая часть электропривода на 25 А выполнена в виде панелей. На панелях расположены силовые полупроводниковые приборы с охладителями, защитные RC-цепи и импульсные формирователи. Цепи вторичной коммутации связаны с другими устройствами через разъем.

Силовая часть электроприводов на 63, 160, 250 и 400 А выполнена в виде модулей и панелей. В модулях расположены электролитические конденсаторы. Силовые полупроводниковые приборы расположены на радиаторах. Импульсные формирователи выполнены на панелях или в виде малогабаритных блоков. Остальные элементы си-

ловой схемы расположены на панелях. Связь между модулями и панелями выполнена с помощью болтовых соединений.

На передней двери шкафа электроприводов расположены следующие приборы и аппараты:

1) кнопки «Вкл.» и «Откл.» управления выключателем (пускателем), включенным в силовые цепи;

2) переключатель «Вперед/Назад» для местного выбора направления чередования фаз выходного напряжения;

3) четыре резистора «Вперед» или «Назад» (грубо и точно) для управления напряжением задания выходной частоты (скорости);

4) сигнальные лампы «Напряжение сети», «Напряжение главных цепей», «Питание двигателя вентилятора», «Напряжение цепей подзаряда», «Питание собственных нужд», «Отключено», «Перегрузка по току», «Максимальная токовая защита», «Обрыв фазы двигателя», «Нарушение охлаждения вентиляей»;

5) измерительные приборы — вольтметр «Напряжение на выходе», амперметр «Ток на выходе», вольтметр «Выходная частота».

На обратной стороне двери шкафа расположены следующие аппараты и устройства:

1) тумблер «Местное/Дистанционное» для выбора управления;

2) два резистора «Вперед» и «Назад» для корректировки уровней напряжений задания на частоту (скорость) в двух направлениях;

3) платы системы управления (на поворотной раме).

Электроприводы ЭКТ2Д(Р) на 25, 63 и 160 А (50 Гц) выполнены в одном шкафу, а ЭКТ2Р на 160 А (200 Гц), 250 и 400 А — в двух шкафах, которые жестко связаны между собой, но для облегчения транспортировки могут быть расстыкованы.

Электроприводы на 25 и 63 А выполнены с естественной системой охлаждения, а на 160, 250 и 400 А — с принудительной системой охлаждения с помощью встроенных в шкафы вентиляторов.

АИН — автономный инвертор напряжения;
АПВ — автоматическое повторное включение;
БД — блок датчика тока;
БДСВ — блок датчика состояния клапанов;
БП — блок питания;
ВЦЗГ — внешний цифровой задающий генератор;
ЗГ — задающий генератор;
ОТ — узел силового токоограничения;
ПЗ — плата защиты;
ПР — плата регулирования;
ПУВ — плата управления выпрямителем;
ПУИ — плата управления инвертором;
САР — система авторегулирования;
СР — система регулирования;
СУ — система управления;
СУВ — система управления выпрямителем;
ТО — техническое описание и инструкция по эксплуата-

тации;

УВ — управляемый выпрямитель;
УДУ — устройство дистанционного управления.

2. Условные обозначения физических величин:

I_K — ток коммутации;

I_H — ток нагрузки;

$I_{ном}$ — номинальный ток электропривода;

U — действующее значение выходного напряжения;

$U_{зад}$ — сигнал задания амплитуды и направления тока;

$+U_{оп}$, $-U_{оп}$ — опорные напряжения;

$U_{ном}$ — номинальное выходное напряжение;

U_c — напряжение сети;

$U_{ном.с}$ — номинальное напряжение сети;

U_y — напряжение управления;

E — действующее значение ЭДС двигателя;

f — выходная частота;

$f_{нач}$ — начальная частота электропривода;

$f_{ном}$ — номинальная выходная частота электропривода;

$\alpha_{согл}$ — начальный угол управления (*согласования*);

α_{min} — минимальный угол управления;

α_{max} — максимальный угол управления.

Силовая часть электропривода преобразует переменное напряжение промышленной частоты в переменное напряжение регулируемой частоты.

В зависимости от типоразмеров подача напряжения на управляемый выпрямитель осуществляется автоматическим выключателем (А) или пускателем (П), управление которыми производится с помощью кнопок «Вкл.» и «Откл.», а также воздействием сигналов защит. Все команды на включение и отключение выключателя или пускателя формируются с помощью платы защиты системы управления.

Силовой управляемый выпрямитель (УВ) системой фазо-импульсного управления (СУВ) осуществляет амплитудное регулирование величины выходного напряжения. Выпрямитель выполнен по трехфазной мостовой схеме.

Процесс включения УВ и управляемого инвертора (УИ) происходит по команде сигнала задания ($U_{\text{зад}}$) с платы регулирования, а разрешение на переключение УВ и УИ — с датчиков состояния клапанов (ДСВ).

Система управления инвертором (СУИ) осуществляет управление частотой выходного напряжения электропривода.

Система авторегулирования (САР) обеспечивает плавное регулирование скорости асинхронных и синхронно-реактивных двигателей, а также разгон, торможение и реверс двигателей.

Основные устройства регулирующей части электропривода расположены на плате регулирования (ПР). Регулирующая часть обеспечивает:

- 1) формирование входного сигнала задания управления;
- 2) регулирование темпа изменения задания на частоту от 0,5 до 60 с;
- 3) изменение выходного напряжения электропривода до номинального значения в функции частоты;
- 4) поддержание выходного напряжения постоянным по величине на частотах выше номинальной;
- 5) корректировку закона частотного управления электропривода — $U/f = \text{const}$ для многодвигательного,

$E/f = \text{const}$ для однодвигательного, где U — действующее значение выходного напряжения; E — действующее значение ЭДС двигателя; f — выходная частота;

6) точность поддержания выходного напряжения и частоты в пределах, оговоренных в технических данных электроприводов ЭКТ2 (см. выше);

7) устранение возможных автоколебаний;

8) торможение электропривода;

9) реверс электропривода;

10) работу электропривода от внешнего генератора импульсов.

Предусмотрена работа САР на однодвигательный или многодвигательный электропривод. В обоих случаях поддержание скорости осуществляется без применения вращающихся датчиков скорости.

С целью обеспечения высокой точности частоты и поддержания оборотов синхронно-реактивных двигателей предусмотрена возможность работы САР с применением внешнего цифрового задающего генератора.

При наличии рекуперативного моста УИ процесс торможения электродвигателей осуществляется с рекуперацией энергии в питающую сеть (ЭКТ2Р), при отсутствии моста — методом динамического торможения с рассеиванием энергии на резисторах (ЭКТ2Д).

Система САР выполнена двухконтурной по принципу подчиненного регулирования. Внутренним контуром является контур регулирования входного тока преобразователя, внешним — контур регулирования ЭДС двигателя или частоты.

Система защиты и сигнализации (СЗС) обеспечивает включение и отключение электропривода в рабочем и аварийных режимах.

Устройство и работа силовой схемы

Силовая схема электропривода предназначена для преобразования переменного напряжения питающей сети в переменное напряжение регулируемой частоты и амплитуды. Упрощенная схема силовой части электропривода представлена на рисунке 8.21. Силовая схема содержит следующие функциональные узлы: силовой управляемый

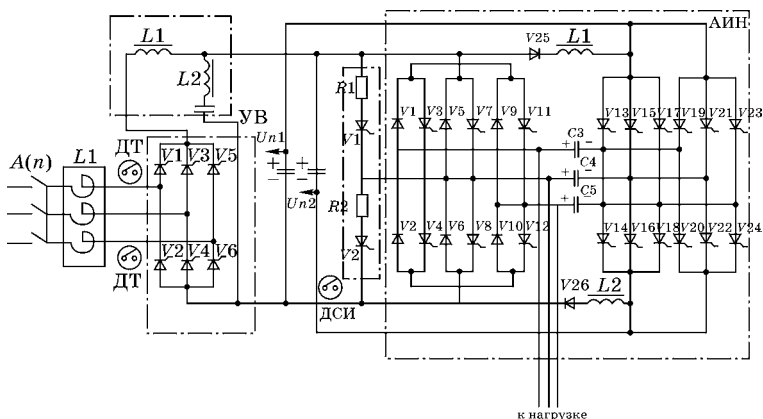


Рис. 8.21

Упрощенная схема силовой части электропривода

выпрямитель УВ, LC-фильтр Ф, автономный инвертор напряжения АИН, тормозное устройство ТУ и источники напряжения подзаряда $Un1$, $Un2$.

Силовой управляемый выпрямитель представляет собой трехфазную мостовую схему. В электроприводе с рекуперативным торможением установлены два трехфазных управляемых моста УВ и УИ, включенных встречно-параллельно с раздельным управлением. Регулирование величины выпрямленного напряжения в УВ достигается изменением угла управления тиристоров, которое осуществляется системой фазоимпульсного управления СУВ.

Мосты УВ и УИ подключаются к питающей сети с помощью пускателя П или автоматического выключателя А с дистанционным расцепителем и автоматическим приводом.

На входе УВ и УИ установлен токоограничивающий реактор $L1$. В цепь каждой фазы включены трансформаторы тока $T1$, $T2$, $T3$ (герконовые датчики), выполняющие функции датчиков тока. В ЭКТ2Д-25 датчики отсутствуют.

К выходу УВ и УИ подключен LC-фильтр Ф. Фильтр выполняет функцию сглаживания пульсаций выпрямленного тока и напряжения и токоограничения в аварийных режимах.

В электроприводе *использован автономный инвертор напряжения* с пофазной коммутацией. Упрощенная схема АИН также представлена на рисунке 8.21. Элементы схемы необходимо рассматривать как следующие функциональные группы:

- 1) мост основных тиристоров ($V3, V4, V7, V8, V11, V12$);
- 2) мост коммутируемых тиристоров ($V13-V18$);
- 3) мост обратных диодов ($V1, V2, V5, V6, V9, V10$);
- 4) коммутирующие конденсаторы ($C3, C4, C5$);
- 5) коммутирующие дроссели ($L1, L2$);
- 6) разделительные диоды ($V25, V26$);
- 7) мост основных тиристоров ($V3, V4, V7, V8, V11, V12$);
- 8) мост коммутируемых тиристоров ($V13-V18$);
- 9) мост сброса энергии ($V19-V24$);
- 10) вспомогательные источники подзаряда $Un1, Un2$.

Вспомогательные источники подзаряда $Un1$ и $Un2$ обеспечивают автоматический и непрерывный дозаряд коммутирующего конденсатора в течение процесса коммутации, что обуславливает постоянство коммутационной способности АИН во всех режимах его работы.

Разделительные диоды $V25, V26$ служат для развязки источника основного питания UB от вспомогательных источников подзаряда $Un1, Un2$.

Цепь сброса энергии $V19-V24$ служит для обеспечения стабилизации напряжения на коммутирующих конденсаторах, поддерживая его на уровне, не превышающем величины напряжения на источниках $Un1, Un2$.

Работа фазы АИН происходит в следующей последовательности. При работе основных тиристоров $V3, V7, V12$ ток нагрузки протекает по цепи: $V3-V7$ — фазы двигателя нагрузки — $V12$. Затем отпирается коммутирующий тиристор $V13$ для коммутации тока в $V3$. Амплитуда импульса разрядного тока (тока коммутации) через $C3, V3 (V1), V25, L1, V13$ превосходит ток нагрузки I_n , вследствие чего ток через $V3$ спадает до нуля. После этого избыток тока коммутации I_k , на который он превышает ток нагрузки I_n , направляется в обратный диод $V1$. Достиг-

нуд максимального значения, I_k начинает уменьшаться, создавая заряд обратной полярности на конденсаторе $C3$. В течение времени, когда $V1$ проводит ток, прямое падение напряжения в цепи $V1$, являясь обратным для тиристора $V3$, запирает его. Время приложения отрицательного напряжения к запираемому основному тиристорному определяется величиной емкости конденсатора $C3$, индуктивностью $L1$ и током нагрузки. На холостом ходу АИН время t приложения отрицательного напряжения определяется выражением $t = \pi \cdot \sqrt{LC}$, где L — индуктивность коммутирующего дросселя $L1$; C — емкость коммутирующего конденсатора $C3$.

После окончания перезаряда конденсатора $C3$ включается тиристор $V4$, и конденсатор $C3$ дозарядается до первоначального напряжения, но с обратной полярностью от источника подзаряда $Un1$ по цепи $Un1-V13-C3-V4-Un1$. Теперь к тиристорному $V3$ вновь приложено прямое напряжение. Затем к коммутирующему тиристорному $V13$ прикладывается обратное напряжение реактора $L1$ при коммутации в другой фазе, и он запирается. Конденсатор $C3$ подготовлен для запирающего тиристора $V4$, осуществляемого в конце его проводящего полупериода отпиранием $V14$.

В электроприводах для защиты тиристорных АИН при срабатывании защит одновременно включаются все основные тиристоры АИН по команде от платы защиты.

В электроприводах без рекуперативного моста (ЭКТ2Д) для обеспечения режима торможения используется тормозное устройство, состоящее из двух цепей (последовательно включенный тиристор и резистор), средней точкой подключенных к общей точке тиристорных фазы B АИН. При торможении все тиристоры АИН продолжают включаться по рабочей диаграмме импульсами с задающего генератора, а импульсы $УВ$ переводятся в инверторную зону.

Кроме вышеперечисленного, на схеме также введены обозначения: $A(n)$ — силовой выключатель автоматический (пускатель); ДТ — датчик выходного тока; ДСИ — датчик срыва инвертора.

8.5. СИСТЕМЫ «УПРАВЛЯЕМЫЙ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ — ДВИГАТЕЛЬ ПОСТОЯННОГО ТОКА»

Электропривод по системе ТВ-Г-Д

Электропривод по системе «тиристорный возбудитель — генератор — двигатель» (ТВ-Г-Д) широко применяется в механизмах экскаваторов в горно-обогатительной промышленности. Схема электропривода по системе ТВ-Г-Д приведена на рисунке 8.22.

Работа схемы ЭП по системе ТВ-Г-Д

Тиристорный возбудитель генератора ТВГ обеспечивает управление возбуждением генератора с коэффициентом форсировки $\alpha_{\phi} = 3 \dots 6$, в результате чего создаются дополнительные возможности для снижения нагрузок в режиме стопорения. Воздействующая на вход ТВГ система управления, унифицированная для всех ЭП экскаватора, содержит П-регулятор напряжения генератора, регулируемый задатчик РЗ, командоаппарат КА, формирующий сигнал задания напряжения $U_{3н}$, а также пороговый элемент с ключом ПЭ.

Сигнал обратной связи по току $U_{отя}$ снимается с обмотки дополнительных полюсов и компенсационной обмотки генератора и подается на вход регулятора через терморез-

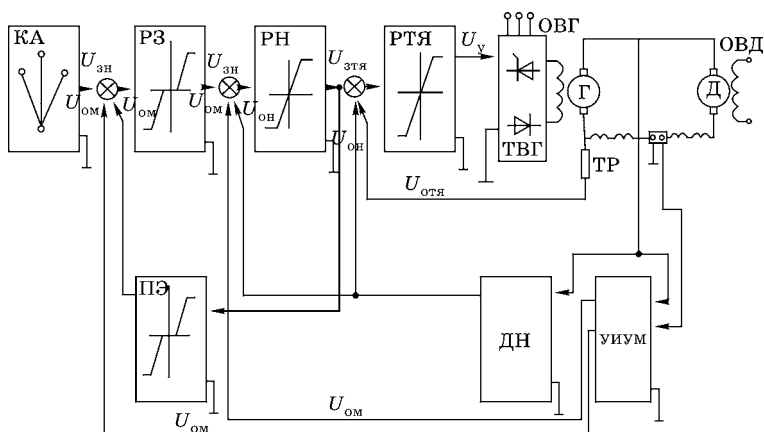


Рис. 8.22
Система ТВ-Г-Д

зистор ТР, размещенный в компенсационной обмотке генератора, благодаря чему обеспечивается независимость стопорных токов от температуры окружающей среды и обмоток электрических машин. Сигнал обратной связи по напряжению $U_{\text{он}}$ снимается с датчика напряжения ДН и подается на вход регулятора напряжения РН в качестве отрицательной обратной связи по напряжению генератора и на вход регулятора тока якоря РТЯ в качестве формирующей положительной обратной связи по напряжению $U_{\text{пн}}$.

Устройство измерения упругого момента УИУМ на выходе выдает сигнал усилия в подъемных канатах привода подъема, который воздействует на вход РН. Если сигнал с выхода УИУМ отсутствует (есть слабина канатов), то сигнал на входе РН уменьшается и привод снижает скорость в необходимой степени. В приводе поворота сигнал УИУМ пропорционален усилию в вале-шестерне. При возрастании сигнала обратной связи $U_{\text{ом}}$ с выхода УИУМ, что свидетельствует об окончании выбора зазоров, этот сигнал поступает на вход РЗ, и темп изменения $U_{\text{зн}}$ возрастает.

Пороговый элемент ПЭ подключен на выход РН. Если сигнал $U_{\text{зтя}}$ превышает определенное значение, то ПЭ вступает в действие и его выходной сигнал, подаваемый на вход РЗ, уменьшает темп изменения $U_{\text{зн}}$.

Разработанная оптимальная структура управления по системе ТВ-Г-Д удовлетворяет всем требованиям, предъявляемым к ЭП главных механизмов экскаватора, обладает весьма большими возможностями формирования статических и динамических характеристик (свойств), обеспечивает все возможные режимы работы ЭП экскаватора.

Электропривод Simoreg 6RA24

Силовая часть преобразователя Simoreg 6RA24 фирмы Siemens состоит из управляемого выпрямителя для питания обмотки якоря и полупроводимого выпрямителя для питания обмотки возбуждения. Включение тиристорного преобразователя в цеховую сеть ($U_c = 380$ В и $f_c = 50$ Гц) выполняется через токоограничивающие реакторы.

Система управления частотой вращения электродвигателя, представленная на рисунке 8.23, выполнена в виде двухзонной системы регулирования скорости. В первой зоне происходит регулирование при постоянном моменте, во второй — при постоянной мощности. Система регулирования для первой зоны выполнена в виде двухконтурной схемы подчиненного управления с внешним контуром регулирования скорости и внутренним контуром регулирования тока.

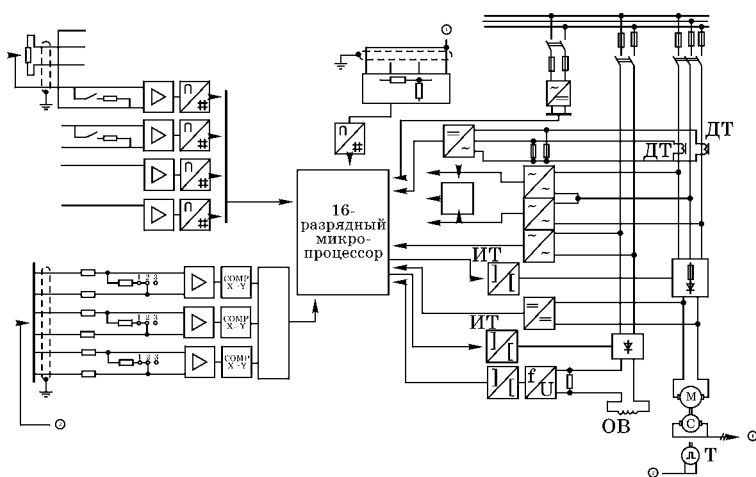


Рис. 8.23
Система управления скоростью двигателя

В контур тока входят:

- 1) якорная цепь электродвигателя;
- 2) тиристорный преобразователь;
- 3) система импульсно-фазового управления (СИФУ);
- 4) логическое переключающее устройство (ЛПУ);
- 5) регулятор тока и датчик тока (ДТ).

Функции системы импульсно-фазового управления, логического переключающего устройства и датчика тока выполняет 16-разрядный микропроцессор.

Задача системы импульсно-фазового управления состоит в формировании управляющих импульсов на силовые тиристоры. Она состоит из двух блоков:

1) блок, формирующий управляющие импульсы для движения вперед;

2) блок, формирующий управляющие импульсы для движения назад.

Гальваническая развязка обеспечивается при помощи импульсных трансформаторов (ИТ).

Переключение между блоками осуществляется по команде от ЛПУ. Функции логического переключающего устройства следующие:

1) исключение возможности одновременной работы двух блоков СИФУ;

2) обеспечение блокировки импульсов управления на прежнее направление перед запуском следующего до тех пор, пока ток якоря не станет равным нулю;

3) формирование сигналов управления регуляторами скорости и тока.

Регулятор тока выполнен на базе ПИ-регулятора с возможностью раздельной регулировки пропорциональной и интегральной составляющих. Датчики тока выполнены на трансформаторах тока, стоящих на стороне переменного тока в двух фазах. Через преобразователь переменного напряжения в постоянное датчики тока подключаются к регулятору тока.

В контур скорости входят:

1) механическая часть электродвигателя;

2) контур тока;

3) регулятор частоты вращения;

4) датчик частоты вращения.

Регулятор частоты вращения выполнен на базе ПИ-регулятора с возможностью раздельной регулировки пропорциональной и интегральной составляющих и активным ограничением выходной величины. Ограничение выхода регулятора обычно составляет ± 10 В. Функции регулятора частоты вращения выполняет 16-разрядный микропроцессор.

В качестве датчика частоты вращения используются аналоговый тахогенератор (G) с диапазоном изменения выходного напряжения 8...250 В и импульсный тахометр (Т), преобразующий частоту вращения электродвигателя

в импульсный сигнал. Максимальная выходная частота тахометра 300 кГц.

Система регулирования для второй зоны выполнена в виде одноконтурной замкнутой системы (рис. 8.23). В замкнутый контур тока входят:

- 1) цепь обмотки возбуждения;
- 2) однофазный неререверсивный тиристорный преобразователь;
- 3) система импульсно-фазового управления;
- 4) регулятор тока с датчиком тока.

Система импульсно-фазового управления аналогична рассмотренной выше.

Регулятор тока выполнен на базе ПИ-регулятора с возможностью раздельного регулирования пропорциональной и интегральной составляющих. Функции системы импульсно-фазового управления и регулятора тока выполняет 16-разрядный микропроцессор.

Датчик тока включает шунтирующий резистор (находящийся в цепи обмотки возбуждения), преобразующее устройство и импульсный трансформатор.

Так как все функции регулирования выполняет микропроцессор, то в зависимости от требуемых режимов работы и от параметров кинематической схемы можно задавать различные значения параметров для всех регуляторов.

Основные технические данные электропривода Simoreg 6RA24

- номинальное напряжение питания 400 В; напряжение трехфазное;
- номинальная частота 45...65 Гц;
- номинальное напряжение якоря 485 В;
- номинальный ток якорной цепи 96 А;
- номинальная мощность 30 кВт;
- напряжение питания обмотки возбуждения 340 В;
- номинальный ток обмотки возбуждения 10 А;
- высота над уровнем моря ≤ 1000 м;
- степень защищенности IP00;
- габаритные размеры 268×385×275 мм.

Данные преобразователей постоянного тока от 15 до 100 А приведены в таблице 8.3.

Таблица 8.3

Данные преобразователей постоянного тока 6RA24...6DV62-0

Параметр	№ по каталогу			
	13	18	25	30
Номинальное напряжение питания, В	3-фазное переменное напряжение 400 В (+15% / -20%)			
Номинальное напряжение питания электроники, В	2-фазное переменное напряжение 400 В (+15% / -25%); $I_n=0,5$ А (-35% для 1 мин)			
Номинальное напряжение питания вентиляторов, В	Вентиляторы начинают ставить начиная с 84 кВт; 3-фазное переменное напряжение 400 В			
Номинальное напряжение питания поля /Field/, В	2-фазное переменное напряжение 400 В (+15% / -20%)			
Номинальная частота, Гц	Автоматический выбор от 45 до 65 в зависимости от питающей линии			
Номинальное напряжение постоянного тока, В	420			
Номинальный постоянный ток, А	15	30	60	100
Способность к перегрузке	Максимальная 1,5 при постоянном токе			
Номинальный выход, кВт	6,3	12,6	25	42
Номинальные текущие потери питания, Вт (примерно)	80	140	230	320
Номинальное напряжение обмотки возбуждения, В	340			
Номинальный постоянный ток, А	3	5	10	10
Рабочая температура, °C	0...45 естественное — воздушное охлаждение (принудительное охлаждение с 84 кВт)			
Температура транспортировки и хранения, °C	-30...85			
Высота над уровнем моря	≤ 1000 м над уровнем моря			
Контроль стабильности	$\Delta n=0,1\%$ для аналоговых, $\Delta n=0,006\%$ для цифровых			
Номинальная влажность	F			
Степень защиты	IP00			
Масса, кг (примерно)	3,5	11	14	14

Примечания. 1. Для входов: высокий уровень сигнала +13 В до 33 В; низкий уровень сигнала -3 В до 5 В; для двоичных контрольных входов 8,5 мА и 24 В. 2. Для выходов: максимальное питание внутреннее 10 мА; максимальное питание внешнее 100 мА; высокий уровень сигнала +16 В до 30 В; низкий уровень сигнала от 0 В до 2 В.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Данное учебное пособие содержит сведения и рекомендации по проектированию электроприводов как общепромышленных механизмов, так и специального назначения.

Рассматриваемые в учебном пособии методики расчета электроприводов, учитывающие специфику конструктивных особенностей механизмов и технологические режимы работы, позволят студентам осознанно освоить методы, которые применяются в практике проектирования электрических приводов.

Сведения о современном состоянии и перспективных направлениях систем управления электроприводами дадут студентам возможность выбрать рациональную с точки зрения технико-экономических показателей систему электропривода.

Дальнейший анализ динамических свойств механической части, статических и динамических характеристик и энергетических показателей электропривода выполняется по хорошо известным положениям учебного курса «Электропривод» и разработанным методическим рекомендациям.

Данное учебное издание существенно восполняет имеющийся пробел в учебной литературе по проектированию электроприводов.

Учебное пособие поможет студентам специальностей 140604 «Электропривод и автоматика промышленных установок и технологических комплексов», 140601 «Электромеханика» направления «Электротехника, электромеханика и электротехнологии» и специальности 110302 «Электропривод и электрификация сельского хозяйства» направления «Агроинженерия» при курсовом и дипломном проектировании.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

В практике обучения значительное место отводится курсовому проектированию, позволяющему студенту получить практические навыки для своей профессиональной деятельности. Далее приводится рекомендуемый объем и порядок выполнения курсового проекта по электроприводу производственного механизма.

Курсовой проект (КП) включает в себя расчетно-пояснительную записку (РПЗ) и графическую часть.

Расчетно-пояснительная записка содержит следующие разделы (в процентах указан объем раздела от общего объема курсового проекта):

Введение (0,5%).

1. Описание конструкции, назначения рабочей машины и технологического процесса работы (3%).

2. Требования к электроприводу рабочей машины, выбор рода тока и типа электропривода (5%).

3. Расчет тахограммы, нагрузочной диаграммы рабочей машины и выбор мощности электропривода (10%).

4. Выбор схемы включения электродвигателя и основных аппаратов силовой схемы (5%).

5. Динамические свойства механической части электропривода (15%).

6. Расчет статических механических и электромеханических характеристик электропривода (10%).

7. Расчет переходных процессов электропривода (15%).

8. Проверка двигателя по условиям работоспособности (5%).

9. Расчет энергетических показателей спроектированного электропривода (10%).

Заключение (0,5%).

Список использованной литературы (1%).

Графическая часть курсового проекта составляет 20% от объема курсового проекта и содержит:

1. Кинематическую схему, тахограмму и нагрузочную диаграмму рабочей машины.

2. Схему электрическую принципиальную силовой цепи электропривода.

3. Графики, характеризующие динамику механической части электропривода.

4. Механические и электромеханические характеристики электропривода в заданных режимах работы.

5. Графики переходных процессов в электроприводе.

6. Нагрузочную диаграмму и тахограмму электропривода.

Рекомендации по проектированию электроприводов приводятся в разделах данного учебного пособия.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

**ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ
В ПРИВОДАХ МЕХАНИЗМОВ ЦИКЛИЧЕСКОГО
ДЕЙСТВИЯ**

Механизмы циклического действия могут работать как в рабочих помещениях, так и на открытом воздухе. Температура окружающей среды изменяется от -40 до $+40^{\circ}\text{C}$. В металлургических цехах температура изменяется от -10 до $+60^{\circ}\text{C}$. Относительная влажность воздуха характеризуется средним уровнем 95% при температуре окружающей среды 20°C с выпадением росы. Электродвигатели относятся к электрооборудованию общего назначения в категории размещения У. Для зон с холодным климатом категории ХЛ интервалы изменения температуры — от -60 до $+40^{\circ}\text{C}$. Номинальные параметры электрических машин общего назначения относятся к температуре окружающей среды 40°C , металлургического исполнения — к 50°C . Номинальный режим работы электрической машины указан на ее фирменном щитке.

Для механизмов циклического действия используют электродвигатели постоянного и переменного тока.

Двигатели постоянного тока

1. Для крановых механизмов применяют двигатели серии Д закрытого исполнения или продуваемые. Мощность выпускаемых двигателей параллельного возбуждения при ПВ=40% от 2,4 до 106 кВт, при ПВ=100% от 2,5 до 185 кВт.

Серия крановых электродвигателей Д построена на 10 диаметрах якорей и имеет 13 исполнений. Выполняется

в быстროходном и тихоходном исполнениях. Имеет класс изоляции Н для закрытых и F для продуваемых двигателей.

Двигатели рассчитаны на регулирование частоты вращения ослаблением магнитного потока или изменением напряжения на якоре. Тихоходные двигатели допускают увеличение скорости в 2,5 раза ослаблением магнитного потока при вращающем моменте $0,8M_n$ при 220 В и $0,6M_n$ при 440 В. Двигатели на 220 В допускают увеличение частоты вращения в два раза против номинального за счет повышения напряжения.

2. Для больших мощностей электроприводов применяют двигатели серии 4П с режимом работы S1, с увеличением напряжения на якоре $1,5U_n$, $M_{max}/M_n = 2,5...3,5$ и $M_{пуск}/M_n = 3...4$. Другие характеристики: допустимое количество пусков в час до 800; класс изоляции обмоток F; отношение длины к диаметру $0,6...0,9$; основное исполнение по системе охлаждения двигателей — защищенное с самовентиляцией (могут быть и с независимой вентиляцией); срок службы двигателей 12 лет.

3. Для экскаваторов применяют специальные модификации основных исполнений электродвигателей.

Двигатели серий ДЭ и ДЭВ (вертикального исполнения) предназначены для механизмов подъема, поворота, напора и передвижения экскаваторов и выполняются с независимой вентиляцией, кроме механизма передвижения. Выпускаются на мощности от 50 до 220 кВт с продолжительностью включения 60, 75, 80 и 100%, а также на длительность часовой работы — закрытого исполнения, мощностью от 60 до 150 кВт.

Двигатели переменного тока

В настоящее время на механизмах циклического действия ставят двигатели серий 4МТF и 4МТKF для кранового оборудования при эксплуатации в окружающей среде с температурой не выше 40°C . Для работы в тропиках или в металлургии при температуре воздуха 50°C применяют двигатели с изоляцией класса Н: 4МТН и 4МТКН. При высоте оси вращения выше 200 мм двигатели изготовля-

ются с изоляцией класса Н. По напряжению двигатели рассчитаны на две группы: 220/380 В и 380/660 В, 50 Гц. Двигатели имеют шесть выводов. Могут изготавливаться на 500 В, 50 Гц; 440 В, 50 Гц и 60 Гц; 415 В, 50 Гц; 380 В, 60 Гц. Режим работы S3, 40%, но также двигатели могут использоваться при ПВ=25 и 60% для кратковременной (30 и 60 мин) непрерывной работы.

Мощность двигателей с фазным ротором — от 2,2 до 200 кВт; $2p=4, 6, 8, 10$; напряжение ротора 144...420 В; $\cos \varphi_n=0,61...0,89$.

Мощность двигателей с короткозамкнутым ротором — от 3,7 до 37 кВт; $2p=4, 6, 8$; $\cos \varphi_n=0,69...0,87$.

Серия построена на семи диаметрах и имеет соответственно семь высот осей вращения: 112, 132, 160, 200, 280, 355 мм.

Расшифровка серии: 4МТ — порядковый номер серии; К — короткозамкнутый ротор; F и H — тип изоляции; три цифры — высота оси вращения; S, M, L — условный размер двигателя по длине; цифра — число полюсов.

Например, 4МТКН225L8 расшифровывается так: 4МТ — порядковый номер серии; К — короткозамкнутый ротор; тип изоляции H; высота оси вращения 225 мм; L — длина двигателя 907 мм; 8 — число полюсов.

Двухскоростные двигатели имеют число полюсов 6/16, 6/20, 4/12, 4/24; короткозамкнутый ротор от 4МТКН160L6/16 до 4МТКF512L4/24; мощность 3,5/1,1 до 30/3 кВт; ПВ=40/15 до 25/15.

Двигатели имеют две обмотки с малым числом полюсов в глубине паза, между обмотками — изоляционная прокладка. Обмотка с малым числом полюсов соединена в звезду, обмотка с большим числом полюсов имеет 6 выводов и может включаться либо последовательно с малополюсной обмоткой, либо независимо при соединении в звезду.

В крановых механизмах в условиях с частыми пусками и торможениями применяются двигатели с повышенным скольжением серии 4АС. В двигатели встроены тормоза. Питание от сетей с напряжением 220, 380 и 660 В. Мощность двигателей 4АС с ПВ=40% при $U=380$ В, 50 Гц: от

0,6 до 16 кВт; $2p=4$ и 6; $\cos \varphi_n$ от 0,73 до 0,85; высота оси вращения от 71 до 160 мм.

Поскольку встроенные тормоза не предусмотрены для частых торможений с большим приведенным моментом инерции, то в таких случаях целесообразно применять двухскоростные электродвигатели серии 4А с двумя отдельными обмотками, с мощностью от 0,25/0,08 до 7,5/1,5, с числом полюсов 4/12 и 4/16. Эти двигатели допускают до 100 пусков и торможений механизмов передвижения с моментом инерции до $20J_d$.

Во взрывоопасных помещениях для комплектации подъемно-транспортных машин (ПТМ) в качестве приводных электродвигателей применяются только односкоростные или двухскоростные асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором и соответствующей степенью защиты (IP54) либо специального кранового исполнения серий ВТ и 2ВКр, либо общего назначения серии В. Эти двигатели близки к 4А, но отличаются исполнением; ПВ=15 или 25%. Напряжение питания 220, 380 и 660 В, 50 Гц. Электродвигатели допускают до 60 пусков в час при внешнем моменте инерции $2,5J_d$, имеют встроенные тормоза, рассчитанные на тот же режим, что и двигатель. Мощность двигателей от 0,25 до 22 кВт; ПВ=15, 25 и 100%; $2p=4$ и 6.

Серия ВТ: $P_n=0,25$ до 1,1 кВт; ПВ=15%; $2p=4$.

Серия 2ВКр: $P_n=1,5$ до 7,5 кВт; ПВ=25%; $2p=6$.

Серия В: $P_n=3$ до 22 кВт; ПВ=100%; $2p=6$.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

**РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ
ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СХЕМ**

Цепи главного тока, к которым относятся цепи двигателей и генераторов, вычерчиваются более толстыми линиями (1...1,2 мм), чем вспомогательные цепи (0,5...0,6 мм) с их элементами (цепи управления, защиты, сигнализации, блокировки и т. п.).

В электрических схемах все элементы и аппараты системы управления изображаются в нормальном положении, соответствующем отсутствию тока в цепях возбуждения аппаратов и отсутствию механического воздействия на их контактную систему: реле и контакторы — при отсутствии тока в их катушках; кнопки концевых выключателей — при отсутствии нажатия на них; рубильники, выключатели и автоматы — в разомкнутом состоянии; контроллеры и ключи управления — при нулевом положении рукоятки управления и т. п.

Все соединительные провода в электрических схемах имеют систематизированную цифровую или буквенно-цифровую маркировку. Маркировка цепей поясняет их назначение, служит средством для различия цепей и определения мест соединений. Для маркировки цепей употребляется цифровая система с применением арабских цифр, а для буквенных приставок употребляются прописные буквы. Цепи, входящие в общий узел схемы, должны иметь одинаковую маркировку. Цепи, разделенные электрическими элементами (контактами или катушками реле, сопротивлениями, конденсаторами и т. п.), следует считать разными участками и давать им разную марки-

ровку. Участки цепей положительной полярности (при прохождении постоянного тока) маркируются нечетными числами, отрицательной — четными. Участки с невыраженной полярностью маркируются любыми числами.

Маркировка цепей переменного тока порядковая, цифровая (или буквенно-цифровая). В схемах переменного тока трехфазные цепи маркируются последовательными числами без деления на четные или нечетные с добавлением перед числом букв А, В, С (фазы), например А1, В1, С1, или цифры 0, обозначающей нейтраль (нулевой провод).

В схемах однофазного переменного тока участки маркируются аналогично цепям переменного тока с добавлением при необходимости буквенного индекса фазы.

Четные и нечетные цифры могут присваиваться любому участку схемы со сменой с нечетных на четные после потребителя энергии (катушки реле, магнитного пускателя и т. п.).

В сложных электроприводах разные цепи маркируют различными группами цифр, например: главные цепи — от 1 до 100; цепи управления — от 101 до 200; цепи защиты и отключения — от 201 до 300; цепи сигнализации и блокировок — от 301 до 400.

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

СПРАВОЧНЫЕ ТАБЛИЦЫ

Таблица П4.1

Коэффициент полезного действия пары зубчатых колес на подшипниках качения

Вид передачи	Закрытые передачи с жидкой смазкой	Открытые передачи с консистентной смазкой
Цилиндрическая	0,97...0,99	0,95...0,97
Коническая	0,96...0,98	0,94...0,95

Таблица П4.2

Средние значения КПД червячных редукторов с учетом потерь на трение в опорах

Число витков (заходность червяка)	КПД
1	0,7...0,75
2	0,75...0,82
3–4	0,82...0,92

Таблица П4.3

Коэффициент трения μ для подшипников ходовых колес механизмов передвижения

Вид подшипника	μ
Скольжения:	
открытого типа	0,1
букса с жидкой смазкой	0,08
Качения:	
шариковые и роликовые	0,015
конические	0,02

Таблица П4.4

Экспериментальные значения коэффициента K_p трения реборд ходовых колес механизмов передвижения о рельсы

Вид механизма передвижения	Тип привода	Ходовые колеса		
		с цилиндрическим ободом		с коническим ободом
		Подшипники опор ходовых колес		
		скольжения	качения	
Крановая тележка	Общий (центральный) привод ходовых колес	1,2...1,3	2...2,3	1,2...1,3
Крановый мост		1,3...1,5	2,3...2,5	1,2...1,3
	Индивидуальный привод ходовых колес	—	1,5...2	—

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Черпаков Б. И.* Металлорежущие станки : учебник для нач. проф. образования / Б. И. Черпаков, Т. А. Альперович. — М. : Издательский центр «Академия», 2003.
2. *Фролов Ю. М.* Автоматизированное проектирование электроприводов постоянного тока : учеб. пособие / Ю. М. Фролов. — Воронеж : Изд-во ВПИ, 1992.
3. Справочник технолога-машиностроителя: в 2 т. Т. 1 / под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. — 4-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1985.
4. Справочник технолога-машиностроителя: в 2 т. Т. 2 / под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. — 4-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1986.
5. *Капунцов Ю. Д.* Электрооборудование и электропривод промышленных установок / Ю. Д. Капунцов, В. А. Елисеев, Л. А. Ильяшенко. — М. : Высшая школа, 1979.
6. *Ключев В. И.* Теория электропривода : учебник для вузов / В. И. Ключев. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Энергоатомиздат, 2001.
7. *Розман Я. Б.* Устройство, наладка и эксплуатация электроприводов металлорежущих станков / Я. Б. Розман, Б. З. Брейтер. — М. : Машиностроение, 1985.
8. Справочник по автоматизированному электроприводу / под ред. В. А. Елисеева и А. В. Шинянского. — М. : Энергоатомиздат, 1983.
9. *Чиликин М. Г.* Общий курс электропривода : учебник для вузов / М. Г. Чиликин, А. С. Сандлер. — 6-е изд., доп. и перераб. — М. : Энергоатомиздат, 1981.
10. *Шейнблит А. Е.* Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие для техникумов / А. Е. Шейнблит. — М. : Высшая школа, 1991.

11. *Блюмберг В. А.* Справочник фрезеровщика / В. А. Блюмберг, Е. И. Зазерский. — Л. : Машиностроение, 1984.
12. *Михайлов О. П.* Динамика электрического привода металлорежущих станков / О. П. Михайлов. — М. : Машиностроение, 1989.
13. Ремонт и модернизация станков с ЧПУ. — Режим доступа: <http://www.tsrv.ru/~rim-stanko/>.
14. *Яуре А. Г.* Крановый электропривод : справочник / А. Г. Яуре, Е. М. Певзнер. — М. : Энергоатомиздат, 1988.
15. *Ключев В. И.* Электропривод и автоматизация общепромышленных механизмов : учеб. пособие для вузов / В. И. Ключев, В. М. Терехов. — М. : Энергия, 1980.
16. Справочник по электрическим машинам: в 2 т. Т. 2. / под ред. И. П. Копылова и Б. К. Клокова. — М. : Энергоатомиздат, 1989.
17. *Калачев Ю. Н.* Преобразователи частоты в электроприводе подъемно-транспортного оборудования / Ю. Н. Калачев // Подъемные сооружения. Специальная техника. — 2001. — № 12.
18. *Барский В. А.* Комплектные электроприводы для лифтов / В. А. Барский, Н. Н. Дубров, А. Б. Еремеев [и др.] // Подъемные сооружения. Специальная техника. — 2002. — № 1–2.
19. *Дьяков В. А.* Транспортные машины и комплексы открытых разработок : учебник для вузов / В. А. Дьяков. — М. : Недра, 1986.
20. *Спиваковский А. О.* Транспортирующие машины : учеб. пособие для машиностр. вузов / А. О. Спиваковский, В. К. Дьяков. — 3-е изд., перераб. — М. : Машиностроение, 1983.
21. *Волотковский В. С.* Износ и долговечность конвейерных лент / В. С. Волотковский, Е. Г. Нохрин, М. Ф. Герасимова. — М. : Недра, 1976.
22. *Голиков Г. Ф.* Оптимизация параметров резиновой обкладки конвейерных лент общего назначения / Г. Ф. Голиков. — Режим доступа: <http://www.techkom.ru/news1.html>.
23. Кузнечно-штамповочное оборудование : учебник для машиностр. вузов / А. Н. Банкетов, Ю. А. Бочаров, Н. С. Добринский [и др.]; под ред. А. Н. Банкетова, Е. Н. Ланского. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1982.
24. *Линц В. П.* Кузнечно-прессовое оборудование и его наладка / В. П. Линц, Л. Ю. Максимов. — М. : Высшая школа, 1988.
25. *Федоркевич В. Ф.* Выбор величины крутящего момента на эксцентриковом валу кривошипного горячештамповочного пресса / В. Ф. Федоркевич, Ю. А. Дибнер // Кузнечно-

- штамповочное оборудование. Обработка материалов давлением. — 2000. — № 8.
26. Документация на пресс однокривошипный закрытый простого действия усилием 4000 кН : расчеты. — Воронеж : ЗАО ТМП, 1999.
27. Карелин В. Я. Насосы и насосные станции : учебник для вузов / В. Я. Карелин, А. В. Минаев. — М. : Стройиздат, 1986.
28. Сковрцов Л. С. Компрессорные и насосные установки / Л. С. Сковрцов, В. А. Рачицкий, В. Б. Ровенский. — М. : Машиностроение, 1988.
29. Дмитриенко Ю. А. Регулируемый электропривод насосных агрегатов / Ю. А. Дмитриенко. — М. : Энергоатомиздат, 1985.
30. Ильинский Н. Ф. Энергосберегающий электропривод / Н. Ф. Ильинский // Энергия. — 1999. — № 2.
31. Страбыкин Н. Н. Направления повышения эффективности использования и создания новой буровой техники для карьеров Сибири и Севера / Н. Н. Страбыкин, А. Е. Беляев // Горные машины и автоматика. — 2001. — № 8.
32. Сафохин М. С. Машинист буровой установки на карьерах / М. С. Сафохин, Б. А. Катанов. — М. : Недра, 1992.
33. Шарошечные долота «Сандвик» : руководство пользователя. — Sandvik Rock Tools, 2001.
34. Справочник по бурению на карьерах / год ред. Б. А. Симкина. — М. : Недра, 1981.
35. Юньков М. Г. Современный электропривод и основные направления его развития / М. Г. Юньков, Б. М. Парфенов // Привод и управление. — 2000. — № 1.
36. Воронов Ю. Е. Методика оптимального проектирования карьерных станков вращательного бурения / Ю. Е. Воронов. — Кемерово, 1995.
37. Пасхавер И. С. Закон больших чисел и статистические закономерности / И. С. Пасхавер. — М. : Статистика, 1974.
38. Чулков Н. Н. Расчет приводов карьерных машин / Н. Н. Чулков. — М. : Недра, 1987.
39. Аваков В. А. Расчеты бурового оборудования / В. А. Аваков. — М. : Недра, 1973.
40. Ключев В. И. Разработка и исследование экскаваторных электроприводов / В. И. Ключев // Электротехника. — 1995. — № 10.
41. Ключев В. И. Проблемы современного электропривода одноковшовых экскаваторов и рациональные пути их решения /

- В. И. Ключев, М. П. Гаврилов, В. И. Канопин // Электротехника. — 1996. — № 8.
42. Ключев В. И. Серия унифицированных модульных тиристорных преобразователей для тяжелых условий эксплуатации / В. И. Ключев, Л. М. Миронов, В. Н. Ефимов // Горные машины и автоматика. — 2001. — № 10.
43. Вешеневский С. Н. Характеристики двигателей в электроприводе / С. Н. Вешеневский. — М. ; Л. : Энергия, 1977.
44. Фролов Ю. М. Сборник задач и примеров решений по электрическому приводу : учеб. пособие / Ю. М. Фролов, В. П. Шелякин. — СПб. : Издательство «Лань», 2012.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	5
-------------------	---

1. Расчет мощности электроприводов металлорежущих станков

1.1. Общие сведения	7
1.2. Строгальные станки	9
1.2.1. Технологический процесс обработки детали	11
1.2.2. Требования к электроприводу	15
1.2.3. Нагрузочная диаграмма и тахограмма механизма передвижения стола	15
1.2.4. Расчет предварительной мощности электропривода	21
1.3. Токарные станки	25
1.3.1. Общие сведения	25
1.3.2. Описание технологического процесса	27
1.3.3. Требования, предъявляемые к приводам главного движения и подачи	30
1.3.4. Расчет составляющих сил резания	33
1.3.5. Расчет скорости резания	35
1.3.6. Расчет мощности электродвигателя главного движения токарного станка	36
1.3.7. Расчет мощности двигателя электропривода продольной подачи	40
1.4. Фрезерные станки	45
1.4.1. Общая характеристика и назначение	45
1.4.2. Технологический процесс фрезерования	52
1.4.3. Расчет сил резания при фрезеровании	54
1.4.4. Требования к приводу подачи	58

1.4.5. Нагрузочная диаграмма и тахограмма электропривода подачи	62
1.4.6. Расчет предварительной мощности электродвигателя механизма подачи	64
1.4.7. Торцевое фрезерование	67
 2. Подъемно-транспортные устройства	
2.1. Электроприводы мостовых кранов	79
2.1.1. Общие сведения	79
2.1.2. Требования к электроприводам	82
2.2. Электропривод тележки мостового крана	83
2.2.1. Общие сведения	83
2.2.2. Нагрузочная диаграмма и тахограмма механизма передвижения тележки	85
2.2.3. Требования к электроприводу механизма передвижения	90
2.2.4. Расчет предварительной мощности электропривода	91
2.3. Электропривод механизма подъема	92
2.3.1. Требования к электроприводу	95
2.3.2. Нагрузочная диаграмма и тахограмма технологического режима работы привода подъема	96
2.4. Лифты	99
2.4.1. Назначение и область применения	99
2.4.2. Режимы работы электропривода и точный останов кабины	103
2.4.3. Требования к электроприводу	113
2.4.4. Технологический режим работы лифта	119
2.4.5. Расчет предварительной мощности электропривода	121
2.5. Ленточные конвейеры	124
2.5.1. Назначение и области применения	124
2.5.2. Требования к электроприводу	127
2.5.3. Расчет мощности привода конвейера	129
2.5.4. Расчет дополнительных усилий при пуске конвейера	133
2.5.5. Волновые процессы, возникающие в ленте при пуске конвейера	137
2.5.6. Износ и долговечность конвейерной ленты	140

3. Расчет мощности электроприводов кузнечно-прессовых установок

3.1. Общая классификация КШМ	144
3.2. Классификация кривошипно-шатунных прессов общего назначения	146
3.3. Области применения и устройство кривошипных прессов	147
3.4. Технологический процесс и установки прессования . . .	150
3.4.1. Общие сведения	150
3.4.2. Кривошипные горячештамповочные прессы . . .	152
3.4.3. Требования к электроприводу механического прессы	156
3.5. Предварительный расчет мощности электропривода прессы	158
3.6. Определение энергии при графическом задании нагрузки от хода ползуна прессы $F(S)$	170
3.7. Определение энергии при аналитической форме задания нагрузки от хода ползуна прессы $F(S)$	173
3.8. Коэффициенты полезного действия	174
3.9. Расчет момента инерции маховика	175
3.10. Автоматизированный расчет мощности КШМ	178

4. Электропривод насосных установок

4.1. Классификация насосов	186
4.2. Принцип действия динамических насосов	190
4.3. Принцип действия объемных насосов	194
4.4. Достоинства и недостатки насосов	197
4.5. Технические характеристики насосов	200
4.5.1. Общие сведения	200
4.5.2. Технические характеристики центробежных насосов	202
4.6. Регулирование подачи насосов	211
4.7. Расчет мощности электродвигателя насоса	214

5. Электропривод землеройных машин

5.1. Электропривод буровых установок	221
5.1.1. Общие сведения	221
5.1.2. Технологический цикл работы бурового станка	226
5.1.3. Требования к электроприводу вращателя	232

5.2. Критерии оптимизации режимов бурения	234
5.3. Расчет оптимального значения мощности электродвигателя привода вращателя	238
5.4. Электроприводы экскаватора	246
5.4.1. Общие сведения	246
5.4.2. Общие требования, предъявляемые к электроприводу главных механизмов экскаватора	250
5.5. Электропривод подъема ковша карьерного экскаватора	253
5.5.1. Кинематическая схема лебедки подъема	253
5.5.2. Требования к электроприводу подъема	255
5.5.3. Определение мощности двигателя подъема	256
5.5.4. Расчет нагрузочной диаграммы и тахограммы механизма подъема	257
5.5.5. Расчет усилий в подъемном механизме	259
5.6. Электропривод напора экскаватора	263
5.6.1. Общие сведения	263
5.6.2. Требования к электроприводу напора	264
5.6.3. Расчет мощности электропривода напора	265
5.7. Электропривод поворота экскаватора	268
5.7.1. Общие сведения	268
5.7.2. Требования к электроприводу поворота платформы	269
5.7.3. Расчет мощности двигателя механизма поворота платформы	270
5.7.4. Расчет нагрузочной диаграммы привода поворота платформы	273
5.7.5. Предварительная проверка электродвигателя ...	278
5.8. Состояние и направления развития электроприводов экскаваторов	279

6. Динамические свойства механической части электропривода

6.1. Приведение кинематической схемы электропривода к расчетной схеме	289
6.1.1. Приведение моментов инерции и масс к валу двигателя	289
6.1.2. Приведение моментов и усилий к валу двигателя	290
6.1.3. Расчет статического момента	290
6.1.4. Приведение упругих деформаций	291

6.1.5. Приведение жесткостей упругих связей	292
6.1.6. Расчет оптимального передаточного числа	293
6.1.7. Приведение параметров кинематической схемы к валу электродвигателя	295
6.1.8. Расчет ременной передачи	296
6.1.9. Тележка мостового крана	298
6.2. Расчет динамики МЧЭП	301
6.2.1. Использование уравнений Лагранжа	301
6.2.2. Частотный анализ динамики двухмассовой МЧЭП	306

7. Расчет статических характеристик электропривода

7.1. Естественные механические и электромеханические характеристики асинхронных двигателей	310
7.1.1. Естественная механическая характеристика асинхронного двигателя	311
7.1.2. Естественная электромеханическая характеристика тока статора	313
7.1.3. Естественная электромеханическая характеристика тока ротора	314
7.2. Естественные механическая и электромеханическая характеристики двигателя постоянного тока независимого возбуждения	315
7.3. Искусственные механические характеристики	319
7.3.1. Точный останов исполнительного органа	320
7.3.2. Система «тиристорный преобразователь напряжения — асинхронный двигатель» (ТРН-АД)	325
7.3.3. Система «импульсный регулятор сопротивления — асинхронный двигатель»	330
7.4. Система «преобразователь частоты — асинхронный двигатель» (ПЧ-АД)	334
7.4.1. Общие сведения	334
7.4.2. Закон постоянного полного потока (IR-компенсация)	337
7.4.3. Режим постоянного рабочего потока	344
7.4.4. Режим постоянного абсолютного скольжения	348
7.5. Расчет статических механических и электромеханических характеристик электропривода постоянного тока	351

7.5.1. Расчет статических механических и электромеханических характеристик электропривода по системе Г-Д	351
7.5.2. Расчет электромеханических и механических характеристик электропривода по системе ТП-Д	355
8. Выбор схемы включения электродвигателя	
8.1.Тиристорный преобразователь напряжения — асинхронный двигатель	365
8.2.Преобразователь частоты — асинхронный двигатель	366
8.3.Преобразователи MICROMASTER, MICROMASTER Vector и MIDIMASTER Vector	374
8.3.1. Общая характеристика	374
8.3.2. Преобразователь частоты MICROMASTER 420	376
8.3.3. Преобразователь частоты типа MICROMASTER 440	382
8.3.4. Обзор семейства инверторов MICROMASTER Vector и MIDIMASTER Vector	386
8.3.5. Принципы векторного управления	390
8.3.6. MICROMASTER и MICRO/MIDIMASTER Vector в режиме U/f	395
8.3.7. Интерфейсы пользователя. Связь, операторское управление и визуализация	397
8.4.Преобразователи частоты MIDIMASTER Eco и MICROMASTER Eco, Триол AT02, ЭКТ2	400
8.4.1. Преобразователи частоты MICROMASTER Eco и MIDIMASTER Eco	400
8.4.2. Электропривод Триол AT02	407
8.4.3. Электропривод ЭКТ2	409
8.5.Системы «управляемый преобразователь — двигатель постоянного тока»	420
Заключение	426
Приложения	427
<i>Приложение 1. Рекомендации по оформлению курсового проекта</i>	<i>427</i>

<i>Приложение 2. Электродвигатели, применяемые в приводах механизмов циклического действия</i>	429
<i>Приложение 3. Рекомендации по выполнению электрических схем</i>	433
<i>Приложение 4. Справочные таблицы</i>	435
Библиографический список	436

Юрий Михайлович ФРОЛОВ, Валерий Петрович ШЕЛЯКИН

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ПРОМЫШЛЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ

Учебное пособие

Зав. редакцией инженерно-технической литературы

Т. Ф. Гаврильева

Ответственный редактор *А. Д. Пузовик*

Редактор *А. В. Андреев*

Корректор *И. В. Вильман*

Подготовка иллюстраций *А. П. Маркова*

Верстка *Л. Е. Голод*

Выпускающие *Т. С. Симонова, Е. П. Королькова*

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 13.12.13.

Бумага офсетная. Гарнитура Школьная. Формат 84×108¹/₃₂.

Печать офсетная. Усл. п. л. 23,52. Тираж 1000 экз.

Заказ № .

Отпечатано в полном соответствии

с качеством предоставленного оригинал-макета

в ОАО «Издательско-полиграфическое предприятие «Правда Севера».

163002, г. Архангельск, пр. Новгородский, д. 32.

Тел./факс (8182) 64-14-54; www.ippps.ru