

31.291

612.1

K29

УДК 621.313.13—52: 622.673.1 (24 : 181)

Католиков В. Е., Динкель А. Д., Седуни А. М.
Автоматизированный электропривод подъемных
установок глубоких шахт. М., Недра, 1983. 270 с.

Рассмотрены вопросы совершенствования автоматизированного электропривода рудничных подъемных машин; исследована структура современных систем подчиненного управления скоростью подъема. Приведены способы оптимизации настроек систем и управления комплексом оборудования подъемных установок при большой глубине подъема. Рекомендовано оптимальное время загрузки подъемного сосуда. Приведены разработки электронного задатчика — формирователя программы движения подъемной машины, датчика положения подъемного сосуда в зоне загрузки и др. Изложены результаты математического моделирования испытаний систем управления приводом подъема.

Для специалистов, занимающихся исследованием, проектированием и эксплуатацией автоматизированных шахтных подъемных машин.

Табл. 7, ил. 116, список лит. — 35 назв.

Рецензент — д-р техн. наук В. С. Тулин
(Московский горный институт)

1871
Тулин

2501020000—065
K 043(01)—83 319—82

© Издательство «Недра», 1983

Перспективы развития горнодобывающих отраслей промышленности определены «Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года», принятыми XXVI съездом КПСС.

Наряду с увеличением объема добычи полезных ископаемых наиболее экономичным открытым способом, в текущем пятилетии будет осуществляться также дальнейшее развитие подземной добычи угля, руд, цветных металлов, калийных солей и др. Причем в основных горнодобывающих бассейнах страны переходят к добыче ископаемых с больших глубин.

Среди основных направлений технического прогресса в горнодобывающих отраслях большое внимание уделяется концентрации производства, которая влечет за собой увеличение мощности шахт, а следовательно, и увеличение грузоподъемности подъемных судов и максимальной скорости доъемных машин.

Для этого необходимо постоянно совершенствовать шахтные подъемные машины, их электроприводы, системы регулирования и автоматизации.

Принципиальными работами по теории электропривода и управления шахтными подъемными машинами являются труды профессоров В. С. Тулина, В. Б. Уманского.

На базе научных исследований проф. В. С. Тулина создана теоретическая база развития современного рудничного подъема с учетом достижений в области теории электропривода и автоматического управления, показаны перспективы его развития [18, 32].

В последнее время ряд важных работ в области электропривода, авторегулирования и автоматизации подъемных машин выполнены докторами технических наук А. А. Ивановым, Г. Е. Иванченко, В. Г. Савастеевым, В. М. Чермалыхом, кандидатами техн. наук М. В. Мартыновым, Н. Г. Переслегиным и другими.

Разработки автоматизированных электроприводов рудничного подъема выполняют ВНИИЭлектропривод, НИИ ХЭМЗ (Харьковского электромеханического завода), Гипроуглеавтоматизация, Московский горный институт, Автоматуглерудпром, Новокраматорский и Донецкий машиностроительные заводы.

Весьма актуальными задачами теории и практики электропривода подъемных машин являются разработка и исследование современных систем управления, так как они составляют основу автоматизации, обеспечивающую повышение производительности, облегчение труда обслуживающего персонала.

Отсутствие комплексной автоматизации на многих скиповых установках, сохранение ручного управления на клетевых установках, в значительной мере определяются необходимостью выполнения маневров для компенсации неточности останова со-

судов на заданном уровне, либо компенсации недопустимого отклонения сосуда от уровня загрузки. Непроизводительные потери времени на подъемных установках по статистическим данным составляют 20—25 % их рабочего времени, потери из-за отклонения действительной диаграммы скорости от проектной — 10—15 %, потери из-за отказов механического и электрического оборудования — 5—10 %. Возрастает значение задачи устранения непроизводительных потерь времени для обеспечения выполнения проектной диаграммы скорости, повышения на этой основе производительности, обеспечения равномерности и ритмичности грузопотоков по стволу шахты.

Автоматизация управления подъемными установками, включая все этапы управления, позволяет интенсифицировать работу без увеличения количества отказов, которые обычно растут при интенсификации ручного управления.

Широко используемые в промышленных приводах подъемных машин статические системы управления с параллельной коррекцией и низкими коэффициентами усиления (8—10) не могут обеспечить требований для всех исполнений подъемных установок по точности управления скоростью, а также равнозначных качественных показателей на электроприводах с отличающимися параметрами; неизбежна их индивидуальная настройка на объекте, практически невозможно достижение расчетных качественных показателей, даже при условии значительных затрат времени на наладку. В результате непрерывного повышения производительности действующих горнодобывающих предприятий значительная часть подъемных установок работает более 15 ч в сутки с предельной загрузкой. В этих условиях особенно проявляются недостатки существующих статических систем управления, несовершенство электромеханических профильных устройств задания программы движения вследствие малого масштаба измерения пути, неспособность обеспечить линейное задание диаграммы скорости подъема. В связи с этим на многих горнодобывающих предприятиях считают необходимым увеличивать длительность расчетной диаграммы движения.

Требование улучшения статических и динамических качеств привода подъемных машин привело к созданию систем с подчиненным управлением на основе унифицированной блочной системы регуляторов (УБСР).

Разработка и исследование в Советском Союзе систем подчиненного регулирования были выполнены под руководством д-ра техн. наук О. В. Слежановского [26, 33]. Системы подчиненного управления позволяют реализовать различные законы регулирования, уменьшить динамические ошибки регулирования посредством использования интегральных составляющих в законах регулирования, обеспечить «нулевой статизм» и ограничение любого параметра диаграммы движения: ускорения, рывка, тока.

Однако практика проектирования, модельной проверки и промышленной реализации систем подчиненного регулирования на

основе УБСР показала, что расчетные уставки регуляторов зачастую не обеспечивают нормальную работу системы. Это объясняется неизбежной неточностью расчетного определения больших и малой некомпенсируемой постоянных времени и отклонения их от реальных постоянных либо значительным влиянием факторов, не учитывающихся обычно при определении оптимальных настроек систем. Поэтому возникают задачи определения допустимых отклонений расчетных параметров от реальных, при которых система осталась бы работоспособной и могла бы обеспечить требуемое качество регулирования, выявление настроек отдельных контуров, при которых система перестает быть работоспособной, выявление унифицированных настроек для ряда исполнений приводов.

При увеличении высоты подъема под воздействием концевой нагрузки возникают затруднения вследствие упругой деформации каната, амплитуда которой может превысить величину отклонения сосуда от уровня, допустимую по технологии для нормальной загрузки.

Обеспечение необходимой точности остановки сосудов и их нормальной загрузки зависит от технологических особенностей существующих подъемных установок.

Условия работы усложняются на многогоризонтных клетевых установках при изменении нагрузки от номинальной одного знака до номинальной другого знака при подходе клетки к заданному уровню с двух сторон. Большие затруднения создаются при вкатывании-выкатывании вагонетки с максимальными грузами на больших глубинах: вследствие упругого удлинения каната клеть может занять положение, при котором оказывается невозможным вкатывание-выкатывание очередной вагонетки.

При очень больших глубинах упругая деформация канатов настолько значительна, что механические устройства не могут обеспечить ее компенсацию. Поэтому следует отдать предпочтение регулированию положения подъемного сосуда посредством электропривода, создающего электромагнитный момент для управления положением сосуда на весу. Современные средства управления приводом могут обеспечить реализацию такого рода систем управления.

1. ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ПРИВОДОМ Г—Д РУДНИЧНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

1.1. Основные положения по построению регулируемого электропривода подъемных машин

Электропривод выбирают с оптимальными экономическими показателями с учетом первоначальных капитальных и эксплуатационных затрат [31].

Параметры электропривода подъемных машин определяют из условия обеспечения требуемой производительности подъемной установки с учетом резерва на случай простоя из-за каких-либо неисправностей. Вследствие этого при расчете суточной производительности расчетное время работы в течение суток принимают равным $t_{\text{расч. сут}} = 15$ ч.

Фактическая суточная, а следовательно, и часовая производительности должны быть больше расчетных:

$$A_{\text{сут. факт}} > A_{\text{сут. расч.}}$$

$$A_{\text{час. факт}} > A_{\text{час. расч.}}$$

Этот дополнительный резерв по производительности должен обеспечиваться за счет резерва по максимальной скорости подъема, а не за счет резерва времени между циклами работы установки.

По надежности электрооборудование подъемных установок относится к классу IX, группе А. Этому соответствует вероятность безотказной работы $P_{(720)} = 0,95$, средняя наработка на отказ $T_{\text{отк}} = 15\,000$ ч при времени восстановления $t_{\text{рем}} = 0,5$ ч, простоя $t_{\text{авар}} = 0,5$ ч и времени работы в сутки $t_{\text{расч. сут}} = 15$ ч.

Техническая целесообразность и экономическая эффективность безредукторного привода практически во всем диапазоне используемых мощностей показана в [30].

Максимальную скорость подъема выбирают для ряда исполнений подъемных установок с учетом максимально допустимых $v_{\text{м. доп}}$ и оптимальных $v_{\text{м. опт}}$ величин. Оптимальные величины максимальной скорости $v_{\text{м. опт}}$, ускорения $j_{\text{опт}}$ принимаются в соответствии с [31], а для клетевых установок выдерживают требование правил безопасности (ПБ):

$$\left[\frac{dh}{dt} \right]_{\text{уст}} = |v_{\text{уст}}| \leq v_{\text{уст. доп.}}$$

$$\left[\frac{dh}{dt} \right]_{\text{м}} = |v_{\text{м}}| \leq v_{\text{м. доп.}}$$

$$|v_{\text{л. уст}}| = v_{\text{м. опт}} = 0,4 + 0,5 \sqrt{H_{\text{п.}}}$$

$$v_{\text{м. опт}} \leq v_{\text{м. пред. доп}} = 0,8 \sqrt{H_{\text{п.}}}$$

$$v_{\text{м. кл. ПБ}} \leq 12 \text{ м/с.}$$

В исследованиях [30] обосновано использование следующей линеаризованной зависимости для определения максимальной скорости подъема:

$$v_{м. опт} = 5 (1 + 2H_{п} \cdot 10^{-3}).$$

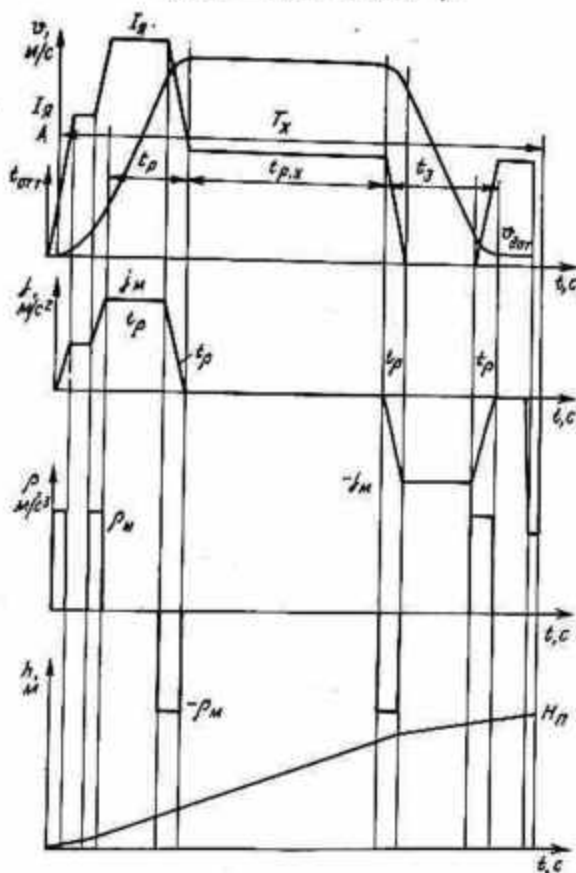


Рис. 1.1. Унифицированная диаграмма скорости

Цикл подъема должен осуществляться по оптимальной диаграмме движения с ограничением ускорения и рывков. В технической литературе по рудничному подъему [7] указывается на возможность применения различных диаграмм скорости в зависимости от типа подъемных установок, сосудов, способа их загрузки-разгрузки. Рекомендуется при разработке и внедрении современных систем привода и автоматики подъемных машин и установок любых типов принимать унифицированную диаграмму скорости по рис. 1.1. Принятие унифицированной пятипериодной диаграммы движения основывается на необходимой аналогичности выполнения одних и тех же периодов движения для всех типоразмеров подъемных установок.

Осуществление трех периодов движения во всех диаграммах не вызывает сомнения: основного периода разгона, движения с установившейся скоростью v_m и основного периода замедления. В любой программе скорости принимается период с установившейся сниженной скоростью дотягивания $v_{\text{дот}}$, на которой компенсируются ошибки управления скоростью в течение всех предыдущих периодов, для скиповых машин изменением ускорения ограничиваются нагрузки на разгрузочные кривые, для клетевых обеспечивается комфортность подхода к конечной точке пути, а для многоканатных машин — компенсация функционального переползания каната относительно ведущего шкива. Для всех типов установок и машин в диаграмме движения, кроме участка основного периода разгона, используется участок со сниженным ускорением, обеспечивающим для скиповых машин ограничение скорости выхода скипа из кривых $v_{\text{вых}}$ и динамических нагрузок, а для клетевых — комфортность отхода клетки от начальной точки движения. Длительность и путь движения периодов со сниженным ускорением и скоростью могут изменяться в зависимости от типа установок и сосудов, для клетевых машин — принимать их меньшие значения, как и для одного направления движения однососудных установок. Осуществление конструкции скипов с разгрузкой без кривых устраняет различия диаграмм движения скиповых и клетевых установок также на начальном и конечном периодах движения.

Унифицированная заданная диаграмма движения по рис. 1.1 допускает изменение величин скорости v , ускорения j , рывка ρ , времени t всех периодов, но с ограничением этих величин в соответствии с требованиями технологии и ПБ. Изменение параметров диаграммы описывается уравнениями, которые определяются накладываемыми ограничениями первой, второй и третьей производной пути h :

$$h = h_0 + \int_0^t \left\{ v_0 + \int_0^t \left[j_0 + \int_0^t \rho(t) dt \right] dt \right\} dt = h_{0t} + v_{0t}t + \frac{j_{0t}t^2}{2} + \frac{\rho_{0t}t^3}{6}; \quad (1.1)$$

$$v = v_0 + \int_0^t \left[j_0 + \int_0^t \rho(t) dt \right] dt = v_{0t} + j_{0t}t + \frac{\rho_{0t}t^2}{2}; \quad (1.2)$$

$$j = j_0 + \int_0^t \rho(t) dt = j_{0t} + \rho_{0t}t; \quad (1.3)$$

где $\rho(t) = \rho_{\text{дон}}$; h_{0t} , j_{0t} , ρ_{0t} ($i = 1 - m$) — начальные значения параметров.

Возможность и целесообразность использования унифицированной пятипериодной диаграммы движения является одним из оснований для построения унифицированной системы управления приводом подъемных машин и отдельных элементов системы.

Унифицированная диаграмма движения является оптимальной. Требования к оптимальным законам движения подъемных машин были сформулированы в [25] как условия плавности движения для уменьшения динамических нагрузок, с ограничением параметров h , v , j , ρ . Указанные требования правильны, но недостаточны и далее дополняются другими условиями.

Оптимальная диаграмма движения удовлетворяет основным условиям:

$$|dh_{i \text{ уст}}/dt| = |v_{i \text{ уст}}| \leq v_{\text{уст. опт}} \leq v_{\text{уст. доп}}; \quad (1.4)$$

$$|d^2h_i/dt^2| = |j_i| \leq j_{\text{пр. доп}}; \quad (1.5)$$

$$|d^3h_i/dt^3| = |\rho_i| \leq \rho_{\text{опт}} \leq \rho_{\text{пр. доп}}; \quad (1.6)$$

$$H_{\text{п}} = h_{\text{р}} + h_{\text{р. х}} + h_{\text{з}} + h_{\text{дот}} + h_{\text{стоп}}; \quad (1.7)$$

$$H_{\text{пл}} = H_{\text{п. расч}} \pm \Delta h; \quad (1.8)$$

$$-M_{\text{с. н}} < M_l < 1,2M_{\text{с. н}}, \quad \Delta h_{\text{кл}} = \pm 0,04 \text{ м}, \quad \Delta h_{\text{с. к}} = \pm 0,02 \text{ м},$$

где $H_{\text{п}}$ — высота подъема; $h_{\text{р}}$, $h_{\text{р. х}}$, $h_{\text{з}}$, $h_{\text{дот}}$, $h_{\text{стоп}}$ — путь при разгоне, движении с $v_{\text{м}}$, замедлении, дотягивании, стопорении; Δh — путевая ошибка.

Скорость дотягивания обеспечивается стабильной от цикла к циклу и ограничивается по величине. Ограничивается также скорость ревизии:

$$|v_{\text{дот}}| \leq v_{\text{дот. доп}}; \quad |v_{\text{рев}}| \leq v_{\text{рев. доп}}. \quad (1.9)$$

Столкновение клетки с жесткими упорами при $v_{\text{дот}} > v_{\text{дот. доп}}$ оказывается опасным для жизни людей. Скорость выхода $v_{\text{вых}}$ и скорость входа $v_{\text{вх}}$ скипов в разгрузочные кривые также ограничиваются. При использовании скипов с шибберными затворами величины $v_{\text{вых}}$ и $v_{\text{вх}}$ снижаются:

$$|v_{\text{дот. ср}}| = v_{\text{дот. ср. опт}} \leq v_{\text{дот. доп}} = 0,5 \div 0,55 \text{ м/с}, \quad \Delta v_{\text{дот. ср}} \leq 0,1 \text{ м/с};$$

$$v_{\text{вых}} \leq v_{\text{вых. доп}} = 1,5 \text{ м/с}; \quad v_{\text{вх}} = v_{\text{доп. ср}} \leq 0,2 \div 0,5 \text{ м/с}.$$

Унифицированная диаграмма, не изменяясь качественно, может варьироваться по величине параметров отдельных периодов или масштабироваться.

Разъезды между горизонтами также должны осуществляться по диаграммам с $v_{\text{опт}}$, $j_{\text{опт}}$ при заданном пути $h_{\text{г}i}$. При разъезде между горизонтами максимальная скорость принимается равной $v_{\text{м. г}} = 0,5 \sqrt{h_{\text{г}i}}$ или

$$v_{\text{м. г}i} = \sqrt{2j_{\text{опт}}h_{\text{г}i}} \leq 0,8 \sqrt{h_{\text{г}i}}. \quad (1.10)$$

При расстояниях между горизонтами $h_{\text{г}i} = 50, 75, 100, 150 \text{ м}$, $v_{\text{м. доп. кл}} \leq 12 \text{ м/с}$ и $j_{\text{доп. кл}} = 0,75 \text{ м/с}^2$ принимаются шесть фиксированных ступеней скорости, в которые входят $v_{\text{дот}}$, $v_{\text{вх}}$, $v_{\text{вых}}$,

$$v_{\text{уст. 1}} = v_{\text{дот}} = v_{\text{рев. 1}} = 0,02 \div 0,05v_{\text{м}} = 0,2 \div 0,55 \text{ м/с};$$

$$v_{\text{уст. 2}} = v_{\text{вых}} = v_{\text{рев. 2}} = 0,12 \div 0,25v_{\text{м}} = 1,5 \div 3 \text{ м/с};$$

$$v_{\text{уст. 3}} = 5 \text{ м/с}; \quad v_{\text{уст. 4}} = 7,5 \text{ м/с}; \quad v_{\text{уст. 5}} = 10 \text{ м/с}; \quad v_{\text{уст. 6}} = 12 \text{ м/с}.$$

Диапазон регулирования скорости при $v_{\min} \approx v_{\text{рез } 1} = 0,1 \div 0,2 \text{ м/с}$

$$D = \frac{v_m}{v_{\text{рез } 1}} \geq 50 + 100. \quad (1.11)$$

При ограничении ускорения учитывают, кроме выбора $j_{\text{опт}}$ по экономическим показателям, также требование ПБ для клетевых установок, условия возможного проскальзывания каната относительно ведущего шкива машины, использования перегрузочной способности двигателя:

$$j_t < j_{\text{м ПБ}} = 0,75 \text{ м/с}^2, \quad j_t < j_{\text{доп. скольж}};$$

$$|d^2h/dt^2| = |j_t| \leq j_{\text{опт}} \leq j_{\text{пр. доп}} = \frac{(j_{\text{я. м. доп}} - j_{\text{я. л}}) k_F}{\Sigma m}, \quad (1.12)$$

где k_F — коэффициент пропорциональности между током привода и движущим усилием на ведущем органе машины.

Ограничение оптимальной величины рывка $\rho_{\text{опт}}$ варьируется в зависимости от высоты подъема H_n и жесткости каната C_k с целью ограничения амплитуды колебаний усилий в канате и может изменяться на отдельных участках диаграммы:

$$t_{\rho \text{ нач}} \leq 0,03t_{\text{разг}}, \quad t_{\rho \text{ кон}} \leq 0,01t_{\text{разг}};$$

$$\rho_t \leq \frac{j_{\text{ПБ}}}{t_{\rho}} = \frac{j_{\text{ПБ}}}{0,02 \div 0,03t_{\text{разг}}} \approx 1,5 \div 3 \text{ м/с}^3.$$

Ускорение и время движения на участке при $\rho = d^3h/dt^3 = \text{const}$ определяют по формулам

$$j = \sqrt{2 \left(\frac{d^3h}{dt^3} \right)_{\text{max}}} \frac{dh}{dt} = \sqrt{2\rho_m v}; \quad (1.13)$$

$$t = \frac{(d^3h/dt^3)_{\text{max}}}{(d^3h/dt^3)_{\text{max}}} = \frac{j_{\text{max}}}{\rho_{\text{max}}}; \quad (1.14)$$

При $v_t \neq v_m$, $\rho = \text{var}$, $j_t \leq j_m$, ρ_m будет отрицательной величиной, ускорение на участке

$$j = \sqrt{2\rho_m (v_t - v_m)}. \quad (1.15)$$

Для обеспечения оптимального режима в период ускоренного (замедленного) движения величину ускорения (замедления) выбирают из трех значений по (1.12), (1.13) или (1.15).

Предельным условием разгона (замедления) является обеспечение $|\rho| = \text{const}$ на всем протяжении j , а среднее предельное ускорение для достижения v_m за время t определяют по формуле

$$j_{\text{ср. пр}} = \frac{\rho_m v_m j_m}{v_t \rho_{\text{min}} j_m^2} = \frac{j_m}{(j_m^2 / \rho_{\text{min}} v_m) + 1}; \quad (1.16)$$

$$j_{\text{ср. пр}} = \frac{j_m}{k}, \quad \text{где } 2 > k > 1.$$

Величины j , ρ определяются не только условием ограничения усилий в электромеханическом оборудовании, но также физиологическим действием на людей. По последнему ограничению величину ρ определяют временем реакции человека t_p на возникновение j . Из этого условия допустимая величина рывка

$$\rho \leq 2,5 + 5 \text{ м/с}^3 \quad (1.17)$$

при $j_t = 0,5 \div 1 \text{ м/с}^2$ и $t_p = 0,2 \text{ с}$.

При $j \leq 1 \text{ м/с}^2$ и $\rho \leq 5 \text{ м/с}^3$ в процессе разгона обеспечивается достаточно спокойное движение без неприятных ощущений для человека. Учет производных пути выше третьей практического значения не имеет.

Задание и формирование программы движения выполняется электронным временным устройством, которое обеспечивает формирование трех требуемых периодов и участков расчетной диаграммы при независимом вводе и изменении v_3 , j_3 , ρ_3 по математическому описанию оптимальной диаграммы. Устройство изменяет выходной параметр (напряжение) $U_{3.н}$ пропорционально требуемому изменению заданной скорости v_3 , первую и вторую производные $U_{3.н}$ пропорционально заданным значениям ускорения j_3 и рывку ρ_3 :

$$v_3 = U_{3.н}; \quad U_{3.н.н} = 20 \text{ (10) В} < U_{3.н.пред} = 30 \text{ (15) В};$$

$$j_3 = \frac{dU_{3.н}}{dt}; \quad \frac{dU_{3.н}}{dt} \approx 2B/c < \left(\frac{dU_{3.н}}{dt} \right)_н \approx 10^7 B/c;$$

$$\rho_3 = \frac{d^2U_{3.н}}{dt^2}; \quad \frac{d^2U_{3.н}}{dt^2} \leq \frac{j_{пр.доп}}{t_p} k.$$

Может быть задано $j_p = j_3$, $t_p \neq j_3$.

Качественные показатели устройства, внутренняя ошибка, ошибка поддержания установившегося значения напряжения на выходе $U_{3.н}$ предполагаются на уровне ошибок САУ. Ошибка программного задания скорости $\sigma_{3.прогр} = 0,5 \%$.

Управление при трогании и стопорении машины. Начальный период пуска при $v = 0$ и снятии момента M_T , развиваемого рабочим тормозом машины, удовлетворяют следующему условию:

$$\lim (M_T' \pm M_{дв}) = \pm M_c \quad \text{при} \quad M_T' \rightarrow 0, \quad M_{дв} \rightarrow M_c. \quad (1.18)$$

Аналогично определяется процесс стопорения рабочим тормозом, но при M_T , стремящемся к статическому моменту $M_T \rightarrow M_c$, а $M_{дв} \rightarrow 0$. Реализация этих процессов основывается на информации о фактической загрузке сосуда до оттормаживания машины либо посредством измерения груза на путях его подхода к сосуду, либо непосредственно в самом сосуде. Удовлетворение условия (1.18) обеспечивает плавный выбор люфтов, а после снятия тормоза — статическое уравнивание системы подъема ($M_{дв} = M_c$), что уменьшает возможность возникновения перегрузки и колебаний в САУ.

Недопустимо, чтобы перерегулирование скорости σ_{vi} было бы на уровне, ограниченном ПБ $\sigma_{v, ПБ}$.

Допустимо варьирование времени регулирования $t_{рег}$ для разных исполнений приводов подъемных установок:

$$\sigma_{vi} < \sigma_{v, ПБ}; \quad t_{рег\ CAУ-П} < t_{рег\ CAУ-С}; \quad t_{рег. кл} < t_{рег. ск.}$$

При программном регулировании скорости необходимо, чтобы изменение I_c обрабатывалось за определенное время

$$t_{огр} < t_{дот} \text{ при } F_c \text{ влезап} \leq (2 - 2,5 I_{я.н}) k_F.$$

Система управления должна обеспечивать ограничение тока, темпа его изменения из условий аварийных перегрузок, оттормаживания и затормаживания машины, условия коммутации электрических машин и др.:

$$I_{я.к} = 2 + 2,5 I_{я.н} \text{ при } I_c / I_n = 1;$$

$$I_{я.торм} \leq I_{в. доп. торм} = 2 + 2,5 I_{я.н};$$

$$\left(\frac{dI_{я}}{dt} \right)_{отт} = 0 - (\pm 2 I_{я.н}) = \text{var} \text{ при } I_{я} \rightarrow I_c; \quad t_{отт} = 0,5 \text{ с.}$$

Точность управления. Предпочтительными для управления приводами подъемных машин являются астатические САУ, но могут применяться и статические САУ повышенной точности. Для статической САУ поддержание установившейся максимальной скорости, скоростей дотягивания и ревизии, коэффициента усиления k_y должны быть в пределах:

$$\delta_{з.с\ v_m} = \Delta v \cdot 100 / v_m \leq 1,5 - 2\%; \quad (1.19)$$

при

$$I_{с. кл} = \pm I_{я.н}; \quad I_{с. ск} = 0 + (+1,0 I_{я.н}) \text{ и } U_{сетн} = U_{сетнн} (1 \pm 0,5)$$

$$\delta_{з.с\ min} = \delta_{з.с\ дот} = \delta_{з.с\ v_m} D \approx 10 + 20 \delta_{з\ v_m}; \quad (1.20)$$

$$k_y = \frac{\Delta v \cdot 100}{\delta_{з.с\ v_m} D v_{рев. min}} - 1; \quad (1.21)$$

$$v_{дот} = v_{дот. ср} \pm \Delta v_{дот. ср} = v_{дот. ср} (1 \pm 0,1).$$

Динамическая ошибка $\sigma_{v\ дин}$ в режиме установившегося слежения с j_{max} принимается на уровне статической ошибки:

$$\delta_{з. дин} = \frac{v_3(t) - v_{дейст}(t)}{v_m} \leq \delta_{з.с\ v_m} \quad (1.22)$$

при

$$\Sigma m D_{с} / 2 M_n = 0,5 - 2.$$

Для точного выполнения заданной диаграммы скорости вне зависимости от нагрузки астатической САУ достаточно обладать астатизмом первого порядка для обработки задающего программного воздействия по линейному закону $U_3(t)$ и астатизмом второго порядка по возмущающему воздействию в виде нагрузки, которая

изменяется от цикла к циклу, а в течение цикла является детерминированной, регулярной функцией $I_{ci}(t) = \text{const}$.

При применении систем подчиненного управления для выполнения указанных условий регулирующее воздействие должно быть результатом двукратного интегрирования. При использовании астатического регулирования ошибка в установившемся режиме определяется ошибками программного задания скорости $\sigma_{з, \text{прогр}}$ и изменения действительной скорости $\sigma_{\text{ТГ}}$. Скоростная ошибка слежения стремится к переходной составляющей воспроизведения $U_3 \equiv v_3$. Возможна дополнительная ошибка, если она не устраняется при $I_d = 2I_{\text{ли}}$:

$$\sigma_{з, \text{ст}} = \delta_{з, \text{прогр}} + \sigma_{\text{ТГ}} \leq 0,5 - 1,0\%;$$

$$\sigma_{\text{слеж}} \rightarrow (\sigma_{\text{ст}} + \sigma_{\text{перех}} U_3).$$

Регулирование положения подъемного сосуда на заданном уровне. Систему регулирования положения (САУ—П) применяют для загрузки-разгрузки сосудов на весу с использованием электропривода, с обеспечением времени и темпа загрузки ($t_{\text{загр}}, \Delta Q_{\text{Г}}/\Delta t$), при которых амплитуда колебаний каната $A_{\text{кол}}$ ограничивается заданной величиной:

$$t_{\text{загр. опт}} = f(H_{\text{п}}, C_{\text{к}}), \quad (\Delta Q_{\text{Г}}/\Delta t)_{\text{опт}} = f(H_{\text{п}}, C_{\text{к}}), \quad A_{\text{кол}} \cong 0,1 A_{\text{кол. м}};$$

$$F_{\text{с}} = F_{\text{с min}} + k \Delta Q_{\text{Г}} t \pm 0,1 k \Delta Q_{\text{Г}} t. \quad (1.23)$$

Устройство (датчик) перемещения ДП подъемного сосуда в зоне загрузки-разгрузки согласовывается по зоне действия $L_{\text{д. п. м}}$ с допустимыми статическим $L_{\text{доп. кач. пл}}$ и динамическим $\Delta h_{\text{к. дин. САУ-П}}$ отклонениями сосуда от заданного уровня, а также по линейной зоне характеристики датчика положения ДП с учетом требований линейного регулирования:

$$L_{\text{д. п. м}} \approx 1 - 1,2 \text{ м} > L_{\text{доп. кач. пл}} = 0,8 \text{ м};$$

$$U_{\text{д. п. м}}/l_{\text{д. п. лин}} \leq 0,65 \text{ В/м при } U_{\text{д. п. м}} = 10 \text{ В};$$

$$l_{\text{д. п. м}} > l_{\text{д. п. min}} > \Delta h_{\text{к. дин. САУ-П}}.$$

Оптимальное регулирование положения должно удовлетворять требованию комфортности движения с одновременным ограничением v, j, ρ , поддержания $t_{\text{з. опт}}$, а также требованию обеспечения качественных показателей САУ—П по времени регулирования и перерегулирования:

$$v_{\text{п}} \leq v_{\text{дет}}, \quad j = j_{\text{пв}} = 0,75 \text{ м/с}^2, \quad \rho \leq 5 \text{ м/с}^2, \quad t_{\rho} \approx 0,2 \text{ с}.$$

Точность остановки и удержания сосуда (клетн, скипа) посредством электропривода и САУ—П на заданном уровне, а также разброс многократной обработки процесса регулирования положения в результате действия нестабильных внешних факторов принимают равными

$$h_{\text{ст. доп}} \ll \Delta h_{\text{к. ст}} = 0,8 H_{\text{п}} \cdot 10^{-3}, \quad \Delta h_{\text{доп. стоп}} = 0,05 + 0,1 \text{ м};$$

$$\Delta h_{\text{ост. кл}} = \Delta h_{\text{доп. кл}} = \pm 0,05 \text{ м}, \quad \Delta h_{\text{ост. ск}} = \Delta h_{\text{доп. ск}} = \pm 0,2 \text{ м};$$

$$\Delta h_{\text{САУ-П}} = \begin{matrix} +0,02 & (-0,03) \\ -0,03 & (+0,02) \end{matrix} \text{ м}.$$

Выполнение диаграммы движения по времени. Вопросы точности выполнения расчетной диаграммы скорости рудничного подъема пока не имеют общей формулировки, позволяющей определить точность на протяжении времени цикла движения $T_{ц}$. Временные ошибки выполнения отдельных периодов движения и цикла подъема определяют по основным параметрам регулирования, функциями ограничения v, j , а ошибки начального и конечного участков — функциями ограничения h для машины со шкивами трения с учетом пути функционального переполнения каната относительно ведущего органа $\Delta h_{ф.к} = 0,5 \div 2$ м, а для всех исполнений машин с учетом времени оттормаживания $t_{отт}$ и стопорения $t_{стоп}$, пауз между подъемами θ :

$$t_{отт} = 0,5 \div 1,5 \text{ с};$$

$$t_{дот. \min} = \frac{\Delta h_{з. \min} + \Delta h_{ф.к \min}}{\Delta v_{дот. \text{ср}}}; \quad (1.24)$$

$$\Delta t_{дот} = \frac{\Delta h_{замед}}{\Delta v_{дот. \text{ср}}} + \frac{\Delta h_{ф.к}}{v_{дот. \text{ср}}} = \frac{\pm \delta_{дот} \% h_{дот}}{v_{дот. \text{ср}}} \leq 2 \text{ с}; \quad (1.25)$$

$$T_{ц} = t_{отт} + (t_{р1} + \dots + t_{рi}) + t_{р.к} + (t_{з1} + \dots + t_{зи}) + t_{дот} + \Delta t_{дот} + t_{стоп} + \theta t_{расч} \pm \Delta \theta; \quad (1.26)$$

$$\Delta T_{ц} = \frac{T_{ц.з} - T_{ц}}{T_{ц.з}} 100 \leq 2\%, \quad \Delta T_{ц} = (0,01 - 0,02) T_{ц}. \quad (1.27)$$

1.2. Уравнения элементов системы автоматического управления приводом постоянного тока с тиристорным возбуждением

Тиристорный преобразователь-возбудитель с системой импульсно-фазового управления (СИФУ) описывается уравнением, определяющим зависимость его выходного напряжения $U_{т.п}$ от напряжения управления U_y с учетом $T_{с.у}$ (T_{μ}) — приведенной постоянной времени СИФУ и передаточного коэффициента $k_{г.п}$:

$$T_{с.у} \frac{dU_{т.п}}{dt} + U_{т.п} = k_{г.п} U_y. \quad (1.28)$$

Процессы в генераторе описываются аналогичным уравнением:

$$T_r \frac{dE_r}{dt} + E_r = k_r U_{в.} \quad (1.29)$$

где T_r — постоянная времени обмотки возбуждения; k_r — передаточный коэффициент генератора.

Динамические свойства двигателя постоянного тока при постоянном потоке возбуждения характеризуются следующими уравнениями:

$$\left. \begin{aligned}
 1. \quad T_n \frac{dI_n}{dt} + I_n &= \frac{1}{R_n} (E_r - E_{дв}); \\
 2. \quad \frac{GD^2}{38,3} \frac{dn}{dt} &= M_{дв} - M_{ст}; \\
 3. \quad T_r \frac{dE_r}{dt} + E_r &= U_n k_r; \\
 4. \quad T_\mu \frac{dU_n}{dt} + U_n &= U_{вх} k_{т.н},
 \end{aligned} \right\} (1.30)$$

где T_n — постоянная времени якорной цепи; T_r — постоянная времени возбуждения генератора; R_n — сопротивление якорной цепи; GD^2 — суммарный маховой момент привода.

Учитывая, что

$$n = \frac{E_{дв}}{\Phi C_e} = \frac{E_{дв}}{k_e}; \quad M_{дв} = \Phi C_M I_n = k_M I_n,$$

то электромеханическая постоянная времени привода

$$T_M = \frac{GD^2 R_n}{38,3 k_e k_M}.$$

Динамические свойства привода Г—Д с тиристорным возбудителем описываем следующей системой уравнений в операторной форме:

$$\left. \begin{aligned}
 (T_{\mu p} + 1) U_n(p) &= k_{т.н} U_{вх}(p); \\
 (T_r p + 1) E_r(p) &= k_r U_n(p); \\
 (T_n p + 1) I_n(p) &= \frac{1}{R_n} [E_r(p) - k_e n(p)]; \\
 n(p) \frac{T_M k_e}{R_n} p &= I_n(p) - I_c,
 \end{aligned} \right\} (1.31)$$

где $T_{т.н} = T_\mu$ — постоянная времени тиристорного возбудителя.

Согласно этим уравнениям на рис. 1.2, а приведена структурная схема привода Г—Д с тиристорным возбудителем.

Для удобства исследования систему уравнений можно представить в относительных единицах. При переходе к относительным единицам (за базовые значения величин принимают их номинальные значения и базовую постоянную — электромеханическую постоянную времени T_M):

$$\begin{aligned}
 \theta_r &= \frac{T_r}{T_M}; & \theta_\mu &= \frac{T_\mu}{T_M}; & \theta_n &= \frac{T_n}{T_M}; & \tau &= \frac{t}{T_M}; \\
 \frac{T_n}{d \frac{t}{T_M}} &= \frac{\theta_n}{d\tau}; & s &= \frac{I_{н.н} R_n}{E_{г.н}} = \frac{n_0 - n_n}{n_0} = \frac{u_0 - u_n}{u_0}; \\
 T_M &= \frac{GD^2 n_0 s}{38,3 M_n} = \frac{GD^2 R_n}{38,3 C_e C_M \Phi^2},
 \end{aligned}$$

где s — номинальное скольжение двигателя; n_0 , n_n — скорость соответственно холостого хода и номинальная.

Переход от уравнений в абсолютных единицах к уравнениям в относительных единицах показан ниже.

Преобразование первого уравнения (1.30):

$$T_n \frac{dI_n}{d \frac{t}{T_n} T_n} + I_n + \frac{C_e \Phi n}{R_n} = \frac{E_r}{R_n};$$

$$\frac{E_r}{I_{н.н} R_n} = \frac{1}{s};$$

(1.32)

$$\theta_n \frac{di_n}{dt} + i_n + \frac{C_e \Phi n}{R_n I_{н.н}} = \frac{E}{E_{r.н}} \frac{E_{r.н}}{R_n I_{н.н}};$$

$$C_e \Phi n_0 = E_r;$$

$$\times \theta_n \frac{di_n}{d\tau} + si_n + s \frac{\frac{C_e \Phi n}{C_e \Phi n_n} C_e \Phi n_n}{R_n I_{н.н}} = e_r;$$

$$\frac{E_r}{R_n I_{н.н}} = \frac{1}{s};$$

$$\theta_n \frac{di_n}{dt} + i_n = [e_r - (1-s)v]/s;$$

$$v = \frac{n}{n_n} = \frac{v}{v_n}.$$

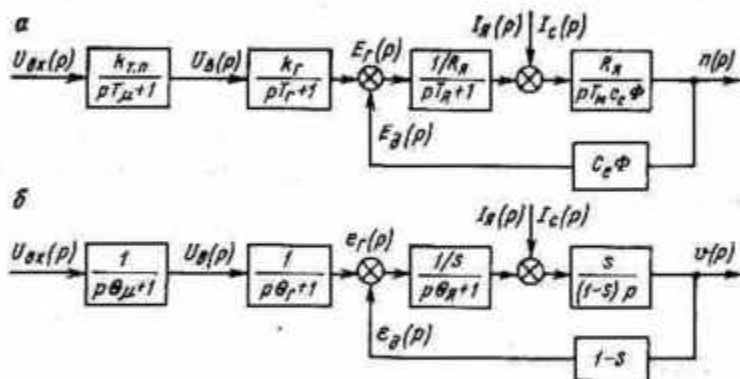


Рис. 1.2. Структурные схемы привода Г—Д с тиристорным возбудителем: а — в абсолютных единицах; б — в относительных единицах

Преобразование второго уравнения (1.30):

$$\frac{GD^2}{38,3} \frac{d \frac{n}{n_H} n_H}{T_M d \frac{t}{T_M}} = C_M \Phi \frac{I_{\pi}}{I_{\pi, H}} I_{\pi, H} - C_M \Phi \frac{I_{\pi}}{I_{\pi, H}} I_{\pi, H};$$

$$\frac{GD^2}{38,3} \frac{dv}{dt} \frac{n_H}{T_M C_M \Phi} = I_{\pi, H} (i_{\pi} - i_c); \quad (1.33)$$

$$i_{\pi} = \frac{I_{\pi}}{I_{\pi, H}}; \quad \mu_c = \frac{M_c}{M_{\pi, H}};$$

$$\frac{dv}{dt} \frac{n_H C_M \Phi}{R_{\pi} I_{\pi, H}} = i_{\pi} - i_c;$$

$$\frac{dv}{d\tau} = \frac{1-s}{s} (i_{\pi} - i_c) = (\mu - \mu_c) \frac{1-s}{s};$$

преобразование третьего уравнения (1.30):

$$U_{B, r} k_r = E_r; \quad (1.34)$$

$$\theta_r \frac{de_r}{d\tau} + e_r = U_B;$$

преобразование четвертого уравнения (1.30):

$$U_{\pi x} k_{\tau, \pi} = U_{\pi, H}; \quad (1.35)$$

$$\theta_{\mu} \frac{dU_B}{d\tau} + U_B = U_{\pi x}.$$

Таким образом, систему уравнений можно представить в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} s \theta_{\pi} \frac{di_{\pi}}{dt_{\pi}} + s i_{\pi} + (1-s) v &= e_r; \\ \frac{dv}{d\tau} &= \frac{s}{1-s} (i_{\pi} - i_c); \\ \theta_r \frac{de_r}{d\tau} + e_r &= U_B; \\ \theta_{\mu} \frac{dU_B}{d\tau} + U_B &= U_{\pi x}. \end{aligned} \right\} \quad (1.36)$$

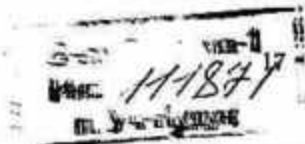
Эти уравнения в операторной форме соответственно запишутся

$$s I_{\pi} (\rho) (\theta_{\pi} \rho + 1) + (1-s) v (\rho) = e_r (\rho);$$

$$v (\rho) = \frac{s}{1-s} [I_{\pi} (\rho) - I_c (\rho)]; \quad (1.37)$$

$$e_r (\rho) (\theta_r \rho + 1) = U_B (\rho);$$

$$U_B (\rho) (\theta_{\mu} \rho + 1) = U_{\pi x} (\rho).$$



Соответствующая этим уравнениям структурная схема приведена на рис. 1.2, б.

Исследование привода Г—Д с тиристорным возбуждением удобно вести в относительных единицах, так как это позволяет сравнивать и оценивать варианты приводов, имеющих различные параметры, изучать влияние параметров системы на ее поведение в различных режимах.

1.3. Выбор структурных схем САУ привода Г—Д и определение передаточных функций регуляторов

Различные варианты систем автоматического управления с использованием принципов подчиненного регулирования параметров привода находят применение как в отечественной, так и в зарубежной практике.

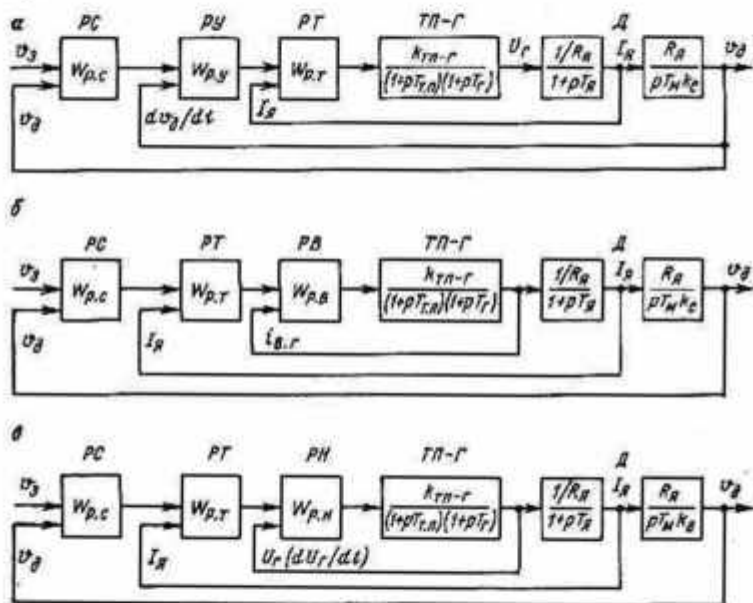


Рис. 1.3. Структурные схемы трехконтурных систем регулирования скорости: а — с регуляторами скорости (PC), ускорения (PY) и тока якоря (PT); б — с регуляторами скорости, тока якоря, тока возбуждения генератора (PB); в — с регуляторами скорости, тока якоря и напряжения генератора

Наиболее часто применяемые трехконтурные системы регулирования скорости приведены на рис. 1.3. Система автоматического регулирования по рис. 1.3, а содержит три замкнутых контура с отдельными регуляторами: скорости PC, ускорения PY и тока PT. Задающее воздействие, пропорциональное заданной скорости v_d в функции времени (или пути), поступает от задающего устройства — задатчика интенсивности на регулятор скорости PC. На

входе PC задающее воздействие сравнивается с сигналом, пропорциональным действительной скорости v_d , измеряемой напряжением тахогенератора. При отклонении v_d от v_s на выходе PC появляется регулирующее воздействие, значение которого определяется величиной отклонения $\Delta v = v_s - v_d$ и принятым законом регулирования.

Выходное напряжение регулятора скорости сравнивается с сигналом, пропорциональным ускорению j , и разность напряжений

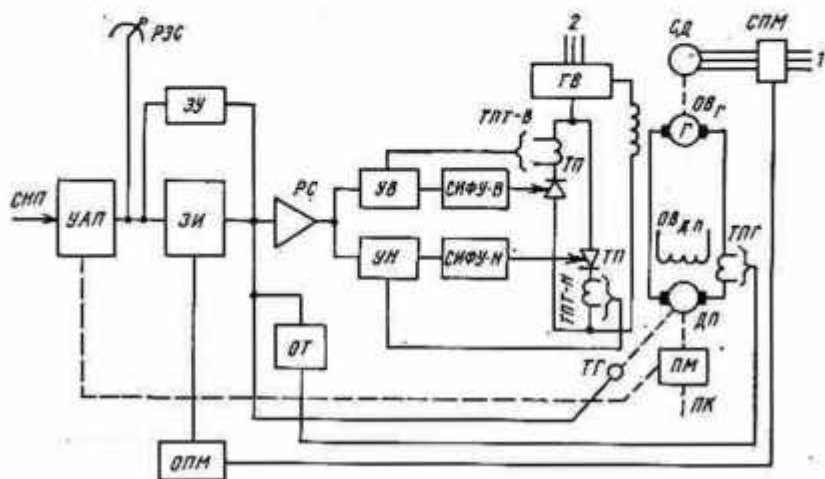


Рис. 1.4. Схема регулирования скорости привода Г—Д с тиристорным возбуждением:

1 — сеть напряжения 6 кВ; СД — двигатель переменного тока; Г, ОВГ — генератор постоянного тока и его обмотка возбуждения; ДП, ОВДП — двигатель подъемный и его обмотка возбуждения; ТГ — тахогенератор; ПМ — подъемная машина; ПК — подъемные канаты; ССП — стабилизированное опорное напряжение постоянного тока; УАП — устройство задания программы при автоматическом управлении; РЭС — задающий сигнал при ручном управлении; ЗИС — задатчик интенсивности нарастания скорости; ЗУ — фиксация темпа изменения скорости; УВ, УН — прямой и обратный управляющие усилители; 2 — сеть переменного тока напряжением 380 В; ТВ — трансформатор тиристорного возбуждения; ТП — реверсивный тиристорный преобразователь; ТПТ — магнитный усилитель измерения тока в главной цепи привода; ТПТ-В, ТПТ-Н — магнитные усилители измерения тока в цепи обмотки возбуждения генератора; СНФУ-В, СНФУ-Н — системы импульсно-фазового управления ТП; СПМ — устройство измерения и подачи сигнала пиковой мощности; ОПМ — ограничение пиковой мощности; ОТ — ограничение тока якоря

$\Delta U_j = U_{\Delta v} - U_j$ подается на вход регулятора ускорения PU . Регулятор ускорения «насыщается», пока не будет достигнуто заданное ускорение. Выходное напряжение регулятора ускорения сравнивается с напряжением, пропорциональным току якорной цепи, и разность этих напряжений $\Delta U_T = U_{\Delta j} - U_T$ подается на вход регулятора тока PT . Выходное напряжение регулятора тока подается на вход системы управления возбуждением генератора в приводе Г—Д. Для исключения тока в якорной цепи при остановленной и заторможенной машине необходимо, чтобы заданное значение тока было равно нулю. Для этого достаточно разорвать или запе-

реть цепь, соединяющую регулятор тока PT с входными регуляторами. Тогда САУ превращается в систему стабилизации тока с отрицательной обратной связью.

На рис. 1.4 представлена схема привода Г—Д, использующего для питания обмотки возбуждения генератора тиристорный преобразователь и имеющего регуляторы скорости, тока якоря и мощности.

В системе предусматривается ограничение пиковой мощности. В подъемных машинах с приводом Г—Д мощность приводного

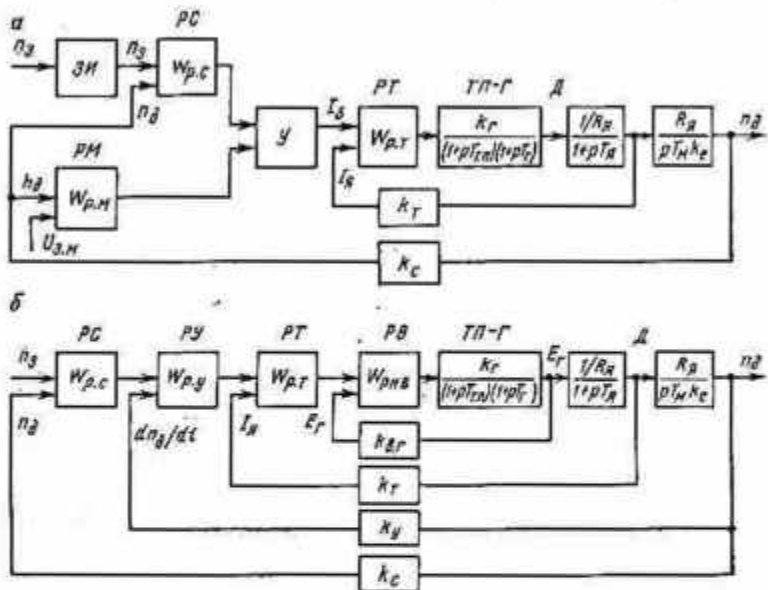


Рис. 1.5. Системы управления:

а — с задатчиком интенсивности и регуляторами скорости, мощности и тока якоря; б — с регуляторами скорости, ускорения, тока якоря, тока возбуждения двигателя

двигателя увеличивается с увеличением скорости. При постоянном ускорении потребляемая мощность изменяется по линейному закону. Максимум мощности возникает только на короткий момент времени. Для уменьшения пикового значения мощности в системе предусмотрен отдельный контур регулирования. Сигнал, пропорциональный мощности, сравнивается с ограничивающим напряжением на входе усилителя $ОПМ$. При превышении сигналом эталонного значения усилитель $ОПМ$ действует на задатчик интенсивности и уменьшает величину ускорения подъемной машины. При рекуперации ограничение пиковой мощности не изменяет степени замедления. Применением схемы с ограничением пиковой мощности обеспечивается уменьшение потерь в цикле.

Система управления, предусматривающая ограничение пусковой мощности, применяется для приводов шахтных машин фирмой

«Brown—Bowery» (рис. 1.5, а). В системе выходной параметр регулятора скорости PC сравнивается с выходным параметром регулятора мощности PM . В пределах допустимой мощности регулятору тока якоря задается уставка входного параметра, сравниваемого с параметром, пропорциональным току якоря.

На рис. 1.5, б приведена четырехконтурная система регулирования завода ЧКД — Прага (ЧССР) с регуляторами напряжения возбуждения генератора, тока якоря, ускорения и скорости. Требование ограничения заданных величин регулируемых параметров обеспечивается подачей ограничивающими элементами сигналов о действительной величине параметра на входе каждого регулятора.

При малой нагрузке разгон машины осуществляется с ускорением, заданным ограничителем. Величина тока будет меньше максимально допустимой до тех пор, пока действительная скорость не станет несколько больше заданной скорости. При большой нагрузке машина разгоняется с максимально допустимым моментом (током якоря), ускорение остается меньше допустимой величины до тех пор, пока скорость не достигнет заданной величины.

Важнейшим вопросом разработки САУ шахтной подъемной машины с приводом Г—Д и тиристорным возбуждением является выбор рациональной структурной схемы САУ. Решение задачи выбора, построения структур на основе УБСР возможно в различной последовательности, например:

выполнять оценку постоянных времени, разделив их на группы с малыми и одной большой постоянной времени; затем с учетом определенных упрощений найти характеристическое уравнение объекта регулирования, а по нему выбрать тип регулятора;

выбрать контуры регулирования и тип регулятора в связи с выдвигаемыми технологией задачами, которые необходимо и можно решить применением определенного контура регулирования.

Рассматриваемая система состоит из звеньев, характеризующихся различными постоянными времени, составляющими следующий ряд из четырех постоянных $T_{т.п.}$, $T_{г.}$, $T_{я.}$, $T_{м.}$.

Постоянная времени системы импульсно-фазового управления тиристорным преобразователем $T_{т.п.} = 0,02—0,03$ с.

Постоянная времени обмотки возбуждения генератора (на линейном участке характеристики намагничивания) $T_{г.} = 1—4$ с.

Постоянная времени якорной цепи генератора и двигателя $T_{я.} = 0,04—0,09$ с.

Электромеханическая постоянная привода $T_{м.} = 0,3—1,5$ с.

В этом ряду малой постоянной времени можно считать $T_{т.п.}$, а большими постоянными $T_{г.}$, $T_{я.}$, $T_{м.}$.

Постоянную времени якорной цепи привода при ее меньших значениях также можно было бы отнести к малой некомпенсированной постоянной. Но при этом уменьшится быстродействие системы до вступления в действия контуров ограничения таких параметров, как ускорение, рывок.

Структура САУ может изменяться в зависимости от включения постоянных времени в один из контуров регулирования.

Постоянные времени могут быть объединены в различные контуры регулирования. Двухконтурные системы по вариантам:

$$\begin{array}{l}
 \text{I. } \underbrace{T_{т.п.}, T_{г.}, T_{я.г.}}_{\text{регулирование } I_{я}}, \quad \underbrace{T_{м.}}_{n_{дв}}; \\
 \text{II. } \underbrace{T_{т.п.}, T_{г.}, T_{я.г.}}_{\text{регулирование } E_{г}}, \quad \underbrace{T_{я.д.}, T_{м.}}_{n_{дв}}.
 \end{array}$$

В этих системах типы регуляторов обоих контуров могут быть приняты различными в связи с различными требованиями по ограничению параметров. Если для внутреннего контура регулирования ставится задача компенсации постоянной $T_{я}$ и ограничения величины тока якоря, то может быть принят ПИ-регулятор. Если требуется ограничение темпа нарастания якорного тока $dI_{я}/dt$, то должен быть принят ПИД-регулятор.

Трехконтурные системы по вариантам:

$$\begin{array}{l}
 \text{III. } \underbrace{T_{т.п.}, T_{г.}}_{\text{регулирование } I_{я}}, \quad \underbrace{T_{я.г.}}_{I_{я}}, \quad \underbrace{T_{м.}}_{n_{дв}}; \\
 \text{IV. } \underbrace{T_{т.п.}, T_{г.}}_{\text{регулирование } dI_{я}/dt \text{ или } dU_{н.г}/dt}, \quad \underbrace{T_{я.г.}, T_{я.д.}}_{I_{я}}, \quad \underbrace{T_{м.}}_{n_{дв}}.
 \end{array}$$

Если ставится задача компенсации постоянной $T_{г}$ по варианту III, то применяют ПИ-регулятор, при необходимости ограничивать также темп нарастания тока возбуждения генератора по варианту IV должен быть применен ПИД-регулятор.

Включение двух «больших» постоянных, например $T_{г}$ и $T_{я}$, в один контур регулирования не является предпочтительным.

При применении одного контура регулирования вместо двух теряются свойства отдельного регулирования напряжения и тока. При этом же теряется возможность ограничения рывка.

В статических САУ применяют пропорциональный регулятор скорости РС—П. При выборе структурной схемы САУ, контуров регулирования, типов регуляторов нужно учитывать технологические требования, определяемые особенностями эксплуатации шахтных подъемных установок.

Требование обеспечения программирования движения определяет необходимость применения либо задатчика с изменяющимися темпами нарастания напряжения на выходе при подаче путевых импульсов, либо устройства программирования скорости по пути. Требования безопасности определяют необходимость ограничения максимальной скорости движения величиной, при которой может сработать ограничитель скорости.

Требования выполнения оптимальной диаграммы движения, обеспечения уменьшения динамических ошибок регулирования определяют необходимость осуществления в САУ компенсации

больших постоянных времени T_n, T_r, T_m . В соответствии с теорией подчиненного регулирования наиболее простым оказывается также построение САУ, при котором обеспечивается компенсация каждой большой постоянной времени отдельным регулятором и контуром регулирования. Из этого положения вытекает целесообразность применения для привода Г—Д трехконтурных систем регулирования. Требования обеспечения высокой статической точности регулирования скорости определяют необходимость рассмотрения вопроса о применении двукратно-интегрирующих систем.

Требования обеспечения нормальной, безаварийной работы электрических машин привода, их нормальной коммутации определяют необходимость ограничения пускового тока и тока при стоянке машины, применения контура регулирования и регулятора тока. Применение контроля и ограничения производной тока требует уточнения. Технологические требования и требования правил безопасности включают в себя обеспечение движения с заданным ускорением, ограничение ускорения.

Подъемные установки характеризуются широким диапазоном изменения статической нагрузки. Для скиповых подъемных машин нагрузка в разных циклах может изменяться от 100 % номинальной до нуля; для клетевых подъемных машин — в пределах от +100 % до -100 %. В течение одного цикла статическая нагрузка изменяется в неуравновешенных подъемных установках ($I_c = \text{var}$) и сохраняется постоянной только в полностью уравновешенных установках. При неизменной, например, номинальной статической нагрузке на основных периодах разгона и замедления величину ускорения можно ограничить регулятором тока, так как $I_{н.огр} - I_c = \text{const}$. Однако при нагрузках, меньших номинальных и $I_{н.огр} = \text{const}$, величина $I_{н.огр} - I_c = \text{var}$, ускорение будет больше заданного и может оказаться недопустимым по ПБ.

Контроль ускорения может быть осуществлен несколькими способами:

применением задатчика интенсивности, обеспечивающего постоянство нарастания или спадающего задающего напряжения во времени;

применением датчика ускорения ДУ (в промышленном исполнении таких датчиков нет);

выделением величины динамической составляющей тока якоря, пропорциональной ускорению,

$$i = \frac{dv}{dt} = k \frac{dn}{dt}; \quad \frac{dn}{dt} = I_{\text{дин}} \frac{38,3k_M}{GD^2} = A I_{\text{дин}};$$

применением устройства, обеспечивающего дифференцирование э. д. с. тахогенератора пропорциональной скорости.

Последний вариант имеет существенный недостаток, заключающийся в том, что дифференцирующий усилитель пропускает помехи, подаваемые на его вход. При исполнении устройства диффе-

ренцирования требуется оценка влияния пульсаций тахогенератора на процессы, требуется выбор тахогенератора.

Требования САУ подъемных машин включают в себя не только ограничения ускорения, но и рывка для уменьшения их вредного физиологического воздействия на людей, для уменьшения динамических усилий в механических частях подъемной машины. Так как в первый момент подачи управляющего импульса машина неподвижна и обратная связь по скорости не действует, то для ограниче-

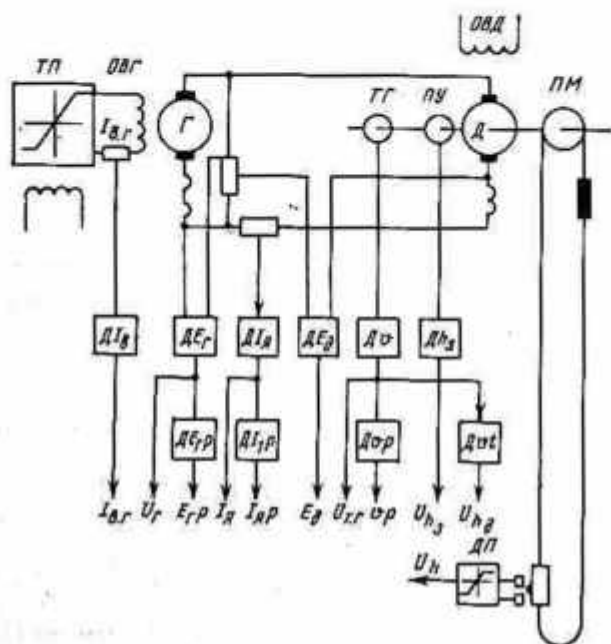


Рис. 1.6. Схема включения датчиков контролируемых параметров привода Г—Д:

$ДІ_{в}$ — датчик тока возбуждения; $ДЕ_{г}$; $ДЕ_{г,р}$ — датчики э. д. с. генератора и его производной; $ДІ_{я}$; $ДІ_{я,р}$ — датчики тока и его производной; $ДЕ_{д}$ — датчик э. д. с. двигателя; $Дв$; $Дур$ — датчики скорости и ускорения; $Дн_{з}$ — датчик заданного пути движения; $Дот$ — датчик пройденного пути; $ДП$ — датчик положения подъемного сосуда; $ПУ$ — пультное устройство

ния темпа нарастания тока якорной цепи и рывка в САУ должен быть введен контур регулирования напряжения генератора. Требование ограничения производных регулируемых параметров усложняет структуру САУ.

При наличии внутреннего контура регулирования $E_{г}$ функции ограничения рывка могут быть осуществлены косвенно и приближенно ограничением $dE_{г}/dt$. Этот способ ограничения рывка можно считать более рациональным, чем применение отдельного регулятора рывка.

Контур регулирования напряжения генератора, якорной цепи

привода выполняются просто, так как эти параметры могут быть измерены непосредственно.

Всем вышеприведенным требованиям отвечают структуры многоконтурных систем, построенных на основе УБСР.

На рис. 1.6 приведена схема включения датчиков, контролирующих параметры привода Г—Д.

Структурная схема с наибольшим числом регулируемых параметров, удовлетворяющая требованиям шахтных подъемных машин, представляется весьма сложной. Желательно схему упростить, для чего необходимо дополнительно ее рассмотреть с учетом специфических особенностей работы привода подъемной машины и применяемых средств регулирования.

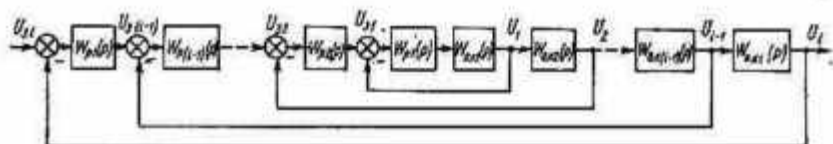


Рис. 1.7. Обобщенная структурная схема системы подчиненного регулирования

Для выбора оптимальных структур САУ приводами необходимо выполнять исследование возможных вариантов структур с учетом устройства программирования скорости.

Структура системы автоматического управления скоростью привода САУ—С и регуляторов в основном определяется числом больших постоянных времени, способом их компенсации, способом реализации технологических требований.

Для управления приводом Г—Д, характеризующегося тремя большими постоянными времени T_g , T_d , T_m , могут быть использованы трехконтурные либо двухконтурные САУ—С. Наиболее часто используемыми структурами трехконтурных САУ—С являются: АП, РС—П, РТ—ПИ или РС—ПИ, РТ—ПИ, РН—ПИ, в каждый контур которых входит одна большая постоянная времени, соответственно: T_m , T_d , T_g . При применении для привода Г—Д двухконтурных САУ—С возникают структуры САУ и регуляторов, в передаточные функции которых входят по две большие постоянные времени. Например, структура РС—ПИ, РТ—ПИД компенсирует соответственно T_m , T_d и T_g , а структура РС—ПИД, РТ—ПИ соответственно T_m и T_d , T_g .

Ниже выполнены структурные исследования основных систем управления, которые могут иметь промышленное использование. Определены структуры и передаточные функции регуляторов. Выполнены структурные преобразования в абсолютных единицах — основа расчета регуляторов и систем промышленных приводов, в относительных единицах — основа аналитического исследования ряда исполнений САУ с целью качественных обобщений.

Структурные исследования и оптимизацию выполняют на основе теоретических обоснований построения систем подчиненного регулирования [33].

Обобщенная структурная схема системы подчиненного регулирования приведена на рис. 1.7. В системах подчиненного регулирования электроприводов каждый контур содержит, как правило, только одну большую постоянную времени, которая компенсируется регулятором. Это в значительной мере облегчает синтез системы и позволяет применять однотипные регуляторы.

Каждый контур может быть структурно расчленен на два звена: регулятор и объект регулирования, включающий в себя соответственно объект, большая постоянная времени которого компенсируется регулятором, и замкнутый контур регулирования, внутренний по отношению к данному контуру.

Передаточная функция объекта регулирования в общем виде для i -го контура имеет вид

$$W_{oi}(p) = W_{o.ki}(p) W_{a(i-1)}(p) = W_{o.ki}(p) \frac{W_{p(i-1)}(p) W_{o(i-1)}(p)}{W_{p(i-1)}(p) W_{o(i-1)}(p) + 1}, \quad (1.38)$$

где $W_{o.ki}(p)$ — передаточная функция собственно объекта i -го контура; $W_{o(i-1)}(p)$ — передаточная функция объекта $(i-1)$ -го контура; $W_{p(i-1)}(p)$ — передаточная функция регулятора $(i-1)$ -го контура; $W_{a(i-1)}(p)$ — передаточная функция замкнутого $(i-1)$ -го контура.

Расчет параметров систем подчиненного регулирования производится путем последовательной оптимизации отдельных контуров, начиная с первого — внутреннего. Под оптимизацией понимается приведение передаточной функции замкнутого контура в соответствие с поставленными требованиями.

Передаточную функцию (1.38) можно представить в следующем виде:

$$W_{oi}(p) = W_{o.ki}(p) \frac{1}{\Pi(p\tau + 1)}. \quad (1.39)$$

В этом выражении $W_{o.ki}(p)$ соответствует звеньям, действие которых компенсируется регулятором, а второй сомножитель является произведением передаточных функций апериодических звеньев с малыми постоянными, действие которых не компенсируется.

В реальных условиях для обеспечения помехозащищенности оптимизируемого контура идеальная компенсация не используется. Структура регулятора выбирается таким образом, чтобы в разомкнутом контуре произошла замена апериодического звена с большой постоянной времени интегрирующим звеном с постоянной времени T_o , определяющей полосу пропускания замкнутого контура.

Следовательно, при такой компенсации передаточная функция разомкнутого контура приводится к виду:

$$W_{\text{раз}}(p) = \frac{1}{pT_0\Pi(p\tau + 1)}. \quad (1.40)$$

При $T_0 \geq a\Sigma\tau$ можно принять:

$$\Pi(p\tau + 1) \approx p\Sigma\tau + 1 = p\sigma + 1, \quad (1.41)$$

где $\Sigma\tau = \sigma$ — сумма малых постоянных времени.

Тогда

$$W_{\text{раз}}(p) = \frac{1}{pT_0(p\sigma + 1)}. \quad (1.42)$$

Полагая, что

$$T_0 = a\sigma, \quad (1.43)$$

получим

$$W_{\text{раз}}(p) = \frac{1}{pa\sigma(p\sigma + 1)}, \quad (1.44)$$

где a — коэффициент демпфирования.

С учетом (1.39) и (1.41) можем записать

$$W_{\text{раз}}(p) = W_p(p) W_{\text{о.к.}}(p) \frac{1}{p\sigma + 1}. \quad (1.45)$$

Тогда из (1.44) и (1.45) получают передаточную функцию регулятора

$$W_p(p) = \frac{1}{pa\sigma W_{\text{о.к.}}(p)}. \quad (1.46)$$

1.4. Трехконтурная система регулирования с регуляторами напряжения, тока и скорости

Соответственно принципу построения систем подчиненного регулирования и уравнениям, описывающим процессы в элементах привода, на рис. 1.8 приведена структурная схема трехконтурной САУ, согласно которой путем последовательной оптимизации контуров регулирования соответствующих параметров определяют передаточные функции и параметры регуляторов.

Контур регулирования напряжения. Исходная структурная схема контура регулирования напряжения приведена на рис. 1.9,а. В этот контур входят апериодическое звено с малой некомпенсируемой постоянной времени $T_{\tau.н} = T_{\mu}$ (постоянная времени тиристорного преобразователя) и апериодическое звено с большой компенсируемой постоянной времени T_{τ} (постоянная времени генератора).

Передаточная функция объекта компенсации в этом контуре равна

$$W_{o.к.н}(\rho) = \frac{k_{\tau.н}k_{\Gamma}}{\rho T_{\Gamma} + 1}; \quad k_{\Gamma}k_{\tau.н} = k_0. \quad (1.47)$$

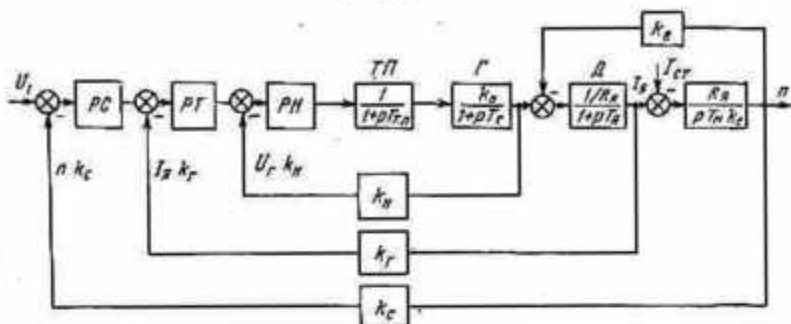


Рис. 1.8. Структурная схема трехконтурной системы управления привода Г—Д с тиристорным возбуждением

Тогда, согласно [33] передаточная функция регулятора

$$W_{pI}(\rho) = \frac{1}{a_n T_{\mu} W_{ком}(\rho)} \frac{k_{l-1}}{k_l};$$

$$a_l = a_n, \quad k_{l-1} = 1, \quad k_l = k_n; \quad (1.48)$$

$$W_{p.н}(\rho) = \frac{\rho T_{\Gamma} + 1}{a_n T_{\mu} \rho k_{\tau.н} k_{\Gamma} k_n}.$$

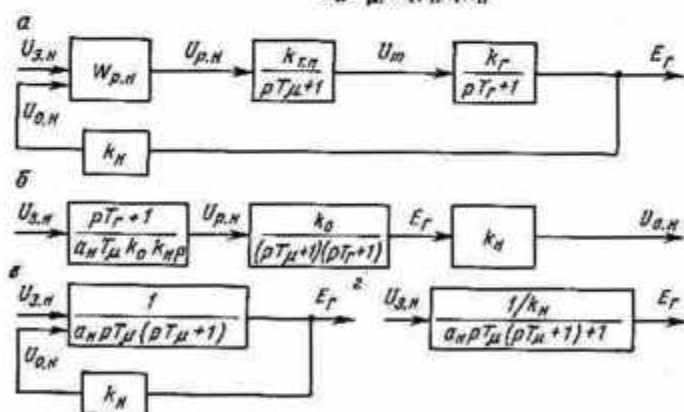


Рис. 1.9. Структурные схемы контура регулирования напряжения

Соответственно структурным схемам рис. 1.9, б, в, г передаточная функция оптимизированного замкнутого контура регулирования напряжения

$$W_{з.к.н}(\rho) = \frac{1}{a_n \rho T_{\mu} (\rho T_{\mu} + 1) + 1}. \quad (1.49)$$

Контур регулирования тока. Структурная схема системы регулирования тока приведена на рис. 1.10, а, в которой внутренний контур регулирования напряжения представлен звеном с передаточной функцией, соответствующей передаточной функции замкнутого контура регулирования напряжения без учета в знаменателе члена высшего порядка. Исходная структурная схема, в которой учтена внутренняя обратная связь по э. д. с. двигателя преобразуется по рис. 1.10, б к виду, представленному на рис. 1.10, в. Согласно этой схеме передаточная функция двигателя с выходом по току якоря как объект регулирования запишется в виде

$$W_{дв}(p) = \frac{I_a(p)}{E_r(p)} = \frac{1}{R_a} \frac{T_M p}{p^2 T_M T_a + p T_M + 1} \quad (1.50)$$

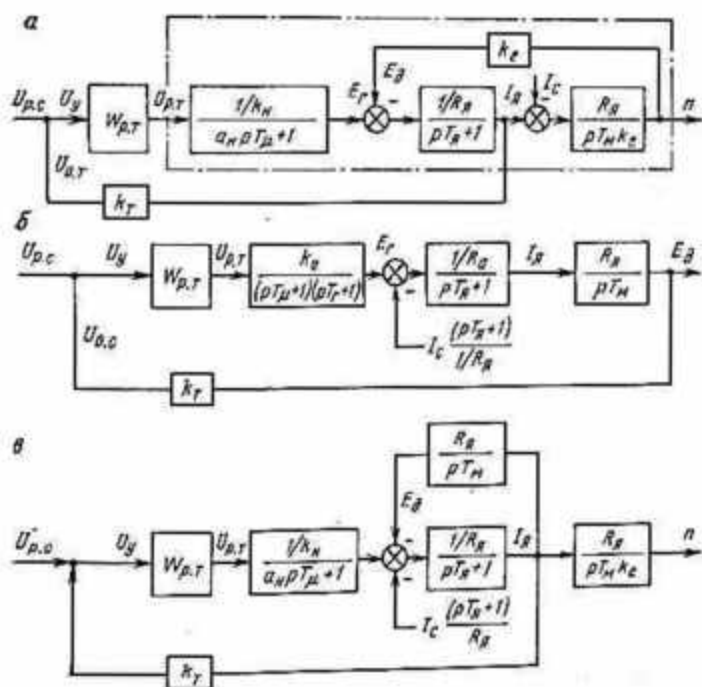


Рис. 1.10. Структурные схемы системы регулирования тока: а — исходная; б — промежуточная; в — преобразованная

Если не соблюдается соотношение $T_M \gg T_a$, то при оптимизации контура регулирования тока необходимо учитывать внутреннюю обратную связь по э. д. с. двигателя и за счет регулятора обеспечить компенсацию ее влияния.

При $T_M < 4T_a$ корни знаменателя передаточной функции (1.50) комплексные и передаточная функция объекта компенсации со-

гласно структурной схеме рис. 1.10, в запишется в виде

$$W_{o. k. r}(\rho) = \frac{\frac{k_r}{R_n k_n} T_M \rho}{\rho^2 T_M T_n + \rho T_M + 1}. \quad (1.51)$$

Передаточная функция регулятора

$$W_{p. r}(\rho) = \frac{\rho^2 T_M T_n + \rho T_M + 1}{a_r a_n T_M \rho^2 T_M \frac{k_r}{R_n k_n}}. \quad (1.52)$$

Для удобства реализации регулятора эту передаточную функцию целесообразно представить в виде двух слагаемых:

$$W_{p. r}(\rho) = \frac{\rho T_n + 1}{a_r a_n T_M \rho \frac{k_r}{R_n k_n}} + \frac{1}{a_r a_n T_M \rho^2 T_M \frac{k_r}{R_n k_n}}, \quad (1.53)$$

где первое слагаемое соответствует пропорционально-интегральному регулятору, а второе — интегральному регулятору второго порядка. Как видно из (1.53), схема реализации получается достаточно сложной.

При $T_M > 4T_n$ корни знаменателя (1.50) вещественные, и передаточную функцию двигателя можно привести к виду

$$W_{дв}(\rho) = \frac{I_n(\rho)}{E_r(\rho)} = \frac{\frac{1}{R_n} T_M \rho}{(\rho T_1 + 1)(\rho T_2 + 1)}. \quad (1.54)$$

Из условия $T_1 T_2 = T_M T_n$ и $T_1 + T_2 = T_M$ определяют значения

$$T_1 = \frac{T_M \pm \sqrt{T_M^2 - 4T_n T_M}}{2};$$

$$T_2 = \frac{T_M \pm \sqrt{T_M^2 - 4T_n T_M}}{2}.$$

Тогда, передаточная функция объекта компенсации

$$W_{o. k. r}(\rho) = \frac{\frac{k}{R_n k_n} T_M \rho}{(\rho T_1 + 1)(\rho T_2 + 1)} \quad (1.55)$$

и соответствующая этому значению передаточная функция регулятора

$$W_{p. r}(\rho) = \frac{(\rho T_1 + 1)(\rho T_2 + 1)}{a_r a_n T_M \rho T_M \frac{k_r}{R_n k_n}}, \quad (1.56)$$

которая реализуется путем последовательного включения двух пропорционально-интегральных регуляторов, что значительно проще по сравнению с предыдущим случаем.

Если соблюдается условие $T_m \gg T_n$ при оптимизации контура регулирования тока, без существенной погрешности можно пренебречь обратной связью по э. д. с. двигателя. В этом случае исходная структурная схема контура регулирования приводится к виду, показанному на рис. 1.11, а, в которой передаточная функция двигателя согласно принятому допущению равна

$$W_{дв}(p) = \frac{I_d(p)}{E_r(p)} = \frac{1}{R_n p T_n + 1} \quad (1.57)$$

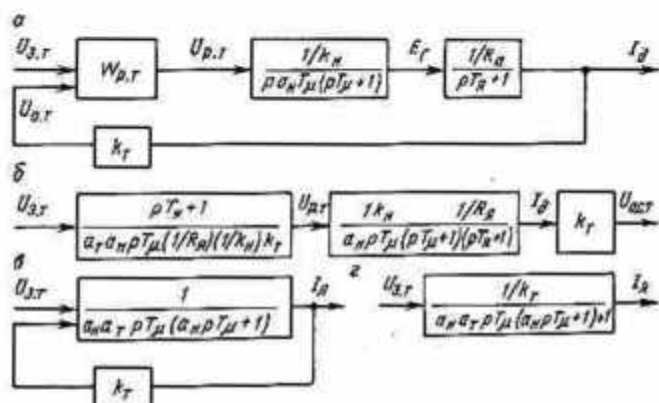


Рис. 1.11. Структурные схемы контура регулирования тока

Согласно структурной схеме рис. 1.11, б передаточная функция объекта компенсации запишется

$$W_{о.к.-т}(p) = \frac{k_T}{R_n k_n p T_n + 1} \quad (1.58)$$

а передаточная функция регулятора

$$W_{p.-т}(p) = \frac{p T_n + 1}{a_r a_n T_\mu p} \frac{k_T}{R_n k_n} \quad (1.59)$$

которая соответствует ПИ-регулятору.

Тогда согласно структурным схемам рис. 1.11, в, г передаточная функция оптимизированного контура регулирования тока и вырожденная передаточная функция замкнутого контура (см.

рис. 1.11, б, в) соответственно имеют вид

$$W_{з.к.т}(\rho) = \frac{1}{k_T} \frac{1}{a_T a_n T_{\mu} \rho [a_n T_{\mu} \rho (T_{\mu} \rho + 1) + 1] + 1}, \quad (1.60)$$

$$W_{з.к.т}^0(\rho) = \frac{1}{k_T} \frac{1}{a_T a_n T_{\mu} \rho (a_n T_{\mu} \rho + 1) + 1}. \quad (1.61)$$

Как следует из приведенных в 1.3 значений постоянных времени в приводе Г—Д рудничных подъемных установок в большинстве случаев соблюдается соотношение $T_M \gg T_A$. В связи с этим структура и параметры регулятора тока в практике расчета и про-

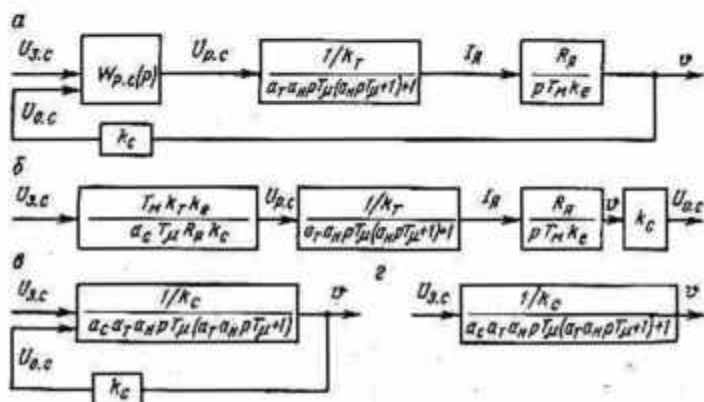


Рис. 1.12. Структурные схемы контура регулирования скорости однократно-интегрирующей системы

ектирования САУ привода Г—Д подъемных установок определяют без учета обратной связи по э. д. с. двигателя.

Однократно-интегрирующая система регулирования скорости. Структурная схема однократно-интегрирующей системы регулирования (контура регулирования) скорости привода Г—Д приведена на рис. 1,12, а, в которой замкнутый контур регулирования тока представлен звеном с передаточной функцией, соответствующей вырожденной передаточной функции системы регулирования тока. Из этой схемы следует, что передаточная функция объекта компенсации в контуре регулирования скорости запишется в виде

$$W_{о.к.с}(\rho) = \frac{R_R k_C}{\rho T_M k_T k_E}, \quad (1.62)$$

а передаточная функция регулятора скорости соответствует П-регулятору

$$W_{p.c.1}(\rho) = \frac{T_M k_T k_E}{a_c a_T a_n T_{\mu} R_R k_C}. \quad (1.63)$$

Структурные преобразования контура скорости приведены на рис. 1.12, б, в, г.

Передаточную функцию замкнутой системы регулирования скорости согласно структурным схемам рис. 1.12 и вырожденную передаточную функцию запишем в виде

$$W_{з.к.с}(\rho) = \frac{1}{k_c} \frac{1}{a_c a_T a_n T_{\mu} \rho [a_T a_n T_{\mu} \rho (a_n T_{\mu} \rho + 1) + 1] + 1}. \quad (1.64)$$

$$W_{з.к.с}(\rho) = \frac{1}{k_c} \frac{1}{a_c a_T a_n T_{\mu} \rho (a_n T_{\mu} \rho + 1) + 1}. \quad (1.65)$$

В соответствии со структурной схемой, показанной на рис. 1.12, б, запишем передаточную функцию системы регулирования по ошибке от управляющего воздействия:

$$W_{\Delta v_y}(\rho) = \frac{1}{1 + W_{р.к.с}} = \frac{a_c a_T a_n \rho T_{\mu} [a_T a_n \rho T_{\mu} (a_n \rho T_{\mu} + 1) + 1]}{a_c a_T a_n \rho T_{\mu} [a_T a_n \rho T_{\mu} (a_n \rho T_{\mu} + 1) + 1] + 1}, \quad (1.66)$$

из которой следует, что система является астатической по отношению к управляющему воздействию, а ошибка в статике равна нулю.

Рассмотрим реакцию системы на возмущающее воздействие по нагрузке. Операторное изображение изменения скорости в переходном режиме при скачке возмущения по нагрузке согласно структурной схеме рис. 1.12, в, г описывается уравнением

$$\Delta v(\rho) = \frac{R_n}{T_M k_E} \frac{a_c a_T a_n T_{\mu} [a_T a_n \rho T_{\mu} (a_n \rho T_{\mu} + 1) + 1]}{a_c a_T a_n \rho T_{\mu} [a_T a_n \rho T_{\mu} (a_n \rho T_{\mu} + 1) + 1] + 1} I_{ст}(\rho). \quad (1.67)$$

Из этого уравнения следует, что система регулирования является статической по отношению к возмущению по нагрузке, и отклонение скорости в статике

$$\Delta v_{ст} = \frac{R_n}{T_M k_E} a_c a_T a_n T_{\mu}. \quad (1.68)$$

Двукратно-интегрирующая система регулирования скорости. Для устранения статической ошибки по скорости, которая имеется в однократно-интегрирующей системе регулирования скорости, принимается двукратно-интегрирующая система регулирования скорости, которая получается на основе однократно-интегрирующей системы путем введения дополнительного контура регулирования скорости с соответствующим регулятором. Структурная схема контура регулирования скорости двукратно-интегрирующей системы приведена на рис. 1.13, согласно которой передаточная функция объекта компенсации

$$W_{о.к.с}(\rho) = 1. \quad (1.69)$$

Тогда, передаточная функция регулятора соответствует И-регулятору:

$$W_{p.c.2}(p) = \frac{1}{b_c a_c a_T a_n p T_M} \quad (1.70)$$

В результате структурных преобразований, приведенных на рис. 1.13, а, б, в, исходная схема с двумя регуляторами скорости сводится к схеме, показанной на рис. 1.13, в, с одним ПИ-регулятором с передаточной функцией

$$W_{p.c.}(p) = \frac{T_M k_T k_E (b_c a_c a_T a_n p T_M + 1)}{b_c a_c^2 a_T^2 a_n^2 p T_M^2 R_R k_c} \quad (1.71)$$

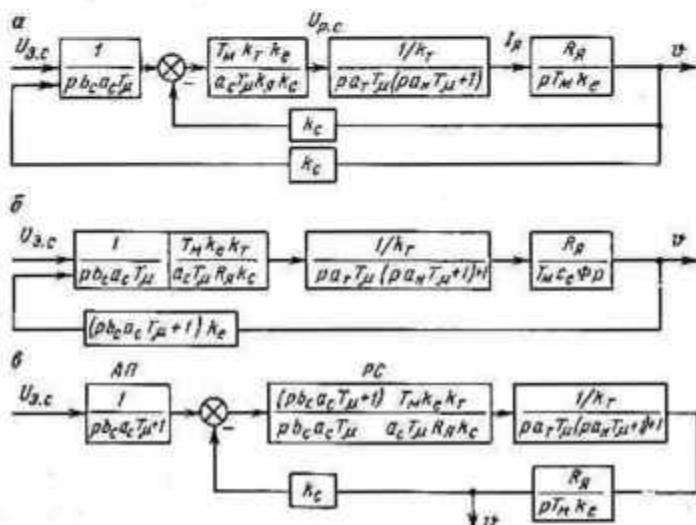


Рис. 1.13. Структурные схемы контура регулирования скорости двукратно-интегрирующей системы

и апериодическим звеном (фильтром) на входе с передаточной функцией

$$W_{a.n.}(p) = \frac{1}{b_c a_c a_T a_n p T_M + 1} \quad (1.72)$$

Передаточная функция замкнутой двукратно-интегрирующей системы регулирования скорости и соответствующая ей вырожденная передаточная функция имеют вид

$$W_{з.к.с'}(p) = \frac{1}{k_c} \frac{1}{b_c a_c a_T a_n p T_M \{ a_c a_T a_n p T_M [a_T a_n p T_M (a_n p T_M + 1) + 1] + 1 \} + 1}; \quad (1.73)$$

$$W_{з.к.с}^0(p) = \frac{1}{k_c} \frac{1}{b_c a_c a_T a_n p T_M (a_c a_T a_n p T_M + 1) + 1} \quad (1.74)$$

Передаточная функция при $b_c = a_c = a_r = a_n = 2$ соответствует модульному оптимуму настройки контуров с коэффициентом демпфирования $\varepsilon = 1/\sqrt{2}$:

$$W_{з.н.с}(p) = \frac{1}{16T_{\mu}p(8T_{\mu}p + 1) + 1} \quad (1.75)$$

Следовательно, обработка ступенчатого управляющего воздействия происходит с максимальным быстродействием при перерегулировании 5%.

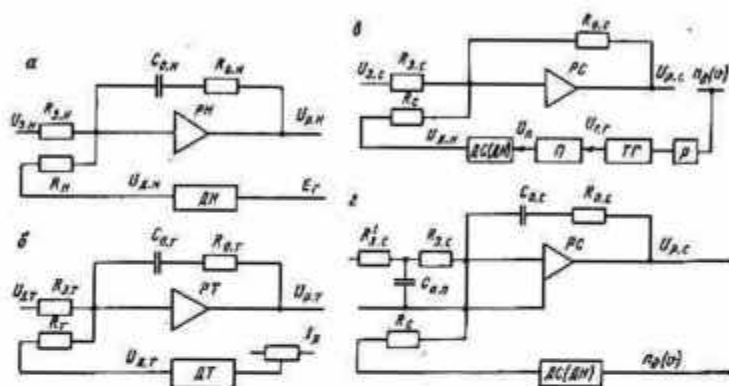


Рис. 1.14. Схемы:

а — PI-регулятора напряжения; б — PI-регулятора тока; в, г — соответственно PI- и PI-регуляторов скорости

Если управляющее воздействие задается в виде программы, что имеет место при управлении электроприводом рудничного подъема, быстродействие системы можно увеличить за счет уменьшения постоянной времени апериодического звена, чем достигается увеличение точности обработки задаваемой программы управления.

Схемы и параметры регуляторов. Схемы регуляторов, реализуемых на элементах УБСР, приведены на рис. 1.14.

Передаточную функцию регулятора напряжения можно представить в виде

$$W_{p.н}(p) = k_{\text{н}} + \frac{1}{T_{\text{н.н}}p}, \quad (1.76)$$

где

$$k_{\text{н}} = \frac{T_{\text{г}}}{a_{\text{н}}T_{\mu}k_{\text{т.н}}k_{\text{г}}k_{\text{н}}}, \quad \frac{1}{T_{\text{н.н}}} = \frac{1}{a_{\text{н}}T_{\mu}k_{\text{т.н}}k_{\text{г}}k_{\text{н}}}.$$

Постоянная времени интегрирования регулятора напряжения (рис. 1.14, а) имеет вид

$$T_{\text{н.н}} = R_{\text{з.н}}C_{\text{о.н}} = a_{\text{н}}T_{\mu}k_{\text{т.н}}k_{\text{г}}k_{\text{н}}. \quad (1.77)$$

Постоянная времени цепи обратной связи регулятора

$$T_{o.н} = R_{o.н} C_{o.н} = T_r. \quad (1.78)$$

Коэффициент обратной связи по напряжению

$$k_n = k_{д.н} \frac{R_{з.н}}{R_n}, \quad (1.79)$$

где $k_{д.н}$ — передаточный коэффициент датчика напряжения.

Задаваясь значением емкости $C_{o.н}$ (1—2 мкФ) из (1.77) — (1.79), получаем значения сопротивлений:

$$R_{з.н} = \frac{a_n T_{\mu} k_{т.п} k_r k_n}{C_{o.н}}; \quad (1.80)$$

$$R_{o.н} = \frac{T_r}{C_{o.н}}; \quad (1.81)$$

$$R_n = \frac{a_n T_{\mu} k_{т.п} k_r k_{д.н}}{C_{o.н}}. \quad (1.82)$$

Представив передаточную функцию регулятора тока в виде

$$W_{p.т}(\rho) = k_n + \frac{1}{T_{н.т}\rho}, \quad (1.83)$$

где

$$k_n = \frac{T_n R_n k_n}{a_r a_n T_{\mu} k_t}; \quad \frac{1}{T_{н.т}} = \frac{R_n k_n}{a_r a_n T_{\mu} k_t},$$

выполнив преобразования, аналогичные предыдущим, получим согласно рис. 1.14, б

$$R_{з.т} = \frac{a_r T_{\mu} k_t}{R_n C_{o.т}}; \quad (1.84)$$

$$R_{o.т} = \frac{T_{\mu}}{C_{o.т}}; \quad (1.85)$$

$$R_t = \frac{a_r a_n T_{\mu} k_{д.т} k_{ш}}{C_{o.т} R_n k_n}, \quad (1.86)$$

где $k_{д.т}$ — передаточный коэффициент датчика тока; $k_{ш}$ — коэффициент шунта.

Параметры пропорционального регулятора скорости (рис. 1.14, в) находим из передаточной функции

$$W_{p.с}(\rho) = \frac{T_{ш} k_r k_c}{a_c a_r a_n T_{\mu} R_n k_c} = \frac{R_{o.с}}{R_{з.с}}. \quad (1.87)$$

Коэффициент обратной связи по скорости

$$k_c = k_{д.с} k_{т.г} \frac{R_{з.с}}{R_c}, \quad (1.88)$$

где $k_{д.с}$ и $k_{т.г}$ — передаточные коэффициенты соответственно датчика скорости и тахогенератора.

Задавшись значением $R_{о.с}$, после преобразований определим $R_{з.с}$ и R_c по следующим выражениям:

$$R_{з.с} = \frac{a_c a_t a_n T_\mu R_n k_c R_{о.с}}{T_M k_t k_e}; \quad (1.89)$$

$$R_c = \frac{a_c a_t a_n T_\mu R_n R_{о.с}}{T_M k_t k_e}. \quad (1.90)$$

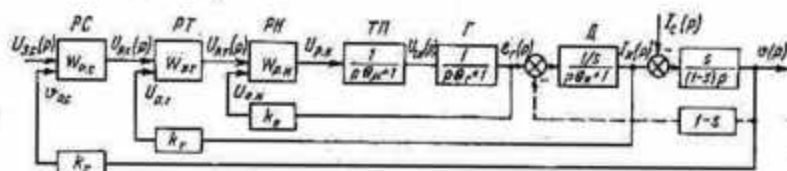


Рис. 1.15. Структурная схема трехконтурной системы регулирования скорости, представленная в относительных единицах

Для пропорционально-интегрального регулятора скорости в двукратно-интегрирующей системе согласно рис. 1.14, z и передаточной функции регулятора (1.73) получим

$$R_{з.с} = 2R'_c = \frac{b_c a_c^2 a_n^2 T_\mu^2 R_n k_c}{T_M k_t k_e C_{о.с}}; \quad (1.91)$$

$$R_{о.с} = \frac{b_c a_c a_t a_n T_\mu}{C_{о.с}}; \quad (1.92)$$

$$R_c = \frac{b_c a_c^2 a_n^2 T_\mu^2 R_n k_{д.с} k_{т.г}}{T_M k_t k_e C_{о.с}}. \quad (1.93)$$

Величину емкости апериодического звена на входе регулятора определим из соотношения

$$T_{ап} = R'_{з.с} C_{ап}. \quad (1.94)$$

Тогда, учитывая (1.72) и (1.91), получаем

$$C_{ап} = \frac{2T_M k_t k_e C_{о.с}}{a_t a_c a_n T_\mu R_n k_c}. \quad (1.95)$$

Описание трехконтурной САУ—С (АП, РС—ПИ, РТ—ПИ, РН—ПИ) в относительных единицах. Структурная схема трехконтурной системы подчиненного регулирования скорости с указанием передаточных функций объектов регулирования по контурам в относительных единицах, но без раскрытия передаточных функций регуляторов, приведена на рис. 1.15.

Регулирование напряжения. Передаточная функция объекта компенсации в контуре регулирования напряжения

$$W_{\alpha.к.н}^*(p) = \frac{1}{p\theta_r + 1}. \quad (1.96)$$

Тогда передаточная функция регулятора напряжения и замкнутого контура регулирования напряжения

$$W_{p.н}(p) = \frac{p\theta_r + 1}{a_n p \theta_\mu}; \quad (1.97)$$

$$W_{з.к.н}^*(p) = \frac{1}{a_n p \theta_\mu (p\theta_\mu + 1) + 1}. \quad (1.98)$$

Регулирование тока. Структура РТ определяется с учетом $W_{з.к.н}(p)$, входящей в контур тока.

Передаточная функция компенсируемых звеньев

$$W_{\alpha.к.т}^*(p) = \frac{1}{s} \cdot \frac{1}{p\theta_\pi + 1}. \quad (1.99)$$

Передаточные функции РТ и замкнутого контура регулирования тока в относительных единицах имеют следующий вид:

$$W_{p.т}^*(p) = \frac{p\theta_\pi + 1}{p a_\tau a_n \theta_\mu \frac{1}{s}} = \frac{\theta_\pi}{a_\tau a_n \theta_\mu \frac{1}{s}} + \frac{1}{p a_\tau a_n \theta_\mu \frac{1}{s}}; \quad (1.100)$$

$$W_{з.к.т}^*(p) = \frac{1}{a_\tau a_n p \theta_\mu (a_n p \theta_\mu + 1) + 1}. \quad (1.101)$$

Регулирование скорости. Передаточные функции звеньев, действие которых будет компенсировано РС1, имеют вид:

$$W_{\alpha.к.с1}^*(p) = \frac{s}{(1-s)p}; \quad (1.102)$$

$$W_{p.с1}^*(p) = \frac{1-s}{a_\tau a_n a_c \theta_\mu s}. \quad (1.103)$$

Передаточная функция замкнутого контура регулирования скорости

$$W_{з.к.с}^*(p) = \frac{1}{p a_c a_\tau a_n \theta_\mu [p a_\tau a_n \theta_\mu (p a_n \theta_\mu + 1) + 1] + 1}. \quad (1.104)$$

Для повышения порядка астатизма система охватывается обратной связью. Передаточная функция объекта компенсации для этого контура

$$W_{\alpha.к.с}^*(p) = 1, \quad (1.105)$$

а передаточная функция РС2

$$W_{p.c.2}^*(p) = \frac{1}{pb_c a_c a_{\tau} a_n \theta_{\mu}} \quad (1.106)$$

Передаточная функция общего регулятора скорости $W_{p.c}^*(p)$ с учетом $W_{p.c.1}^*(p)$ и $W_{p.c.2}^*(p)$ соответствует ПИ-регулятору с включением аperiодического звена на входе системы:

$$W_{p.c}^*(p) = \frac{pb_c a_c a_{\tau} a_n \theta_{\mu} + 1}{pb_c a_c^2 a_{\tau}^2 a_n^2 \theta_{\mu}^2 \frac{s}{1-s}} = \frac{1}{a_c a_{\tau} a_n \theta_{\mu} \frac{s}{1-s}} + \frac{1}{pb_c a_c^2 a_{\tau}^2 a_n^2 \theta_{\mu}^2 \frac{s}{1-s}} \quad (1.107)$$

Передаточная функция аperiодического звена на входе САУ

$$W_{ан}^*(p) = \frac{1}{b_c a_c a_{\tau} a_n p \theta_{\mu} + 1} \quad (1.108)$$

Передаточная функция замкнутого контура регулирования скорости

$$W_{з.к.с}^*(p) = \frac{1}{b_c a_c a_{\tau} a_n \theta_{\mu} [p a_c a_{\tau} a_n \theta_{\mu} (p a_{\tau} a_n \theta_{\mu} + 1) + 1] + 1} \quad (1.109)$$

Переход от параметров регуляторов трехконтурной САУ (АП, РС—ПИ, РТ—ПИ, РН—ПИ) в относительных единицах к параметрам регуляторов в абсолютных единицах. Учтя принятые ранее базовые величины, а также соотношения

$$U_{p.n.б} = \frac{E_{г.б}}{k_{\tau.п} k_{\tau}}; \quad U_{вх.р.н.б} = E_{г.б} k_{н} = U_{p.т.б}$$

$$U_{вх.р.т.б} = I_{н.б} k_{\tau} = U_{p.с.б}$$

$$U_{вх.р.с.б} = v_{б} k_{с} = \frac{E_{г.б} - I_{н.б} R_{я}}{k_e} k_{с}; \quad s = \frac{I_{н.б} R_{я}}{E_{г.б}}$$

получим

$$\begin{aligned} W_{p.n}(p) &= W_{p.n}^* \left(\frac{p}{T_M} \right) \frac{U_{p.n.б}}{U_{вх.р.н.б}} = \\ &= W_{p.n}^* \left(\frac{p}{T_M} \right) \frac{E_{г.б}}{E_{г.б} k_{н}} = \frac{p T_{\tau} + 1}{a_n p T_{\mu} k_{\tau.п} k_{\tau}}; \quad (1.110) \\ W_{p.т}(p) &= W_{p.т}^* \left(\frac{p}{T_M} \right) \frac{U_{p.т.б}}{U_{вх.р.т.б}} = \\ &= W_{p.т}^* \left(\frac{p}{T_M} \right) \frac{E_{г.б} k_{н}}{I_{н.б} k_{\tau}} = \frac{p T_{\tau} + 1}{a_{\tau} a_n p T_{\mu}} \frac{E_{г.б}}{I_{н.б} R_{я}} \times \end{aligned}$$

$$\times \frac{E_{г. б} k_{н}}{I_{я. б} k_{т}} = \frac{\rho T_{я} + 1}{a_{т} a_{н} \rho T_{\mu} \frac{k_{т}}{R_{я} k_{н}}}; \quad (1.111)$$

$$\begin{aligned} W_{р. с}(\rho) &= W_{р. с}^* \left(\frac{\rho}{T_{м}} \right) \frac{U_{р. с. б}}{U_{вх. р. т. б}} = W_{р. с}^* \left(\frac{\rho}{T_{м}} \right) \times \\ &\times \frac{I_{я. б} k_{т}}{(E_{г. б} - I_{я. б} R_{я}) / k_{е}} = \frac{b_{с} a_{с} a_{т} a_{н} \rho T_{\mu} + 1}{b_{с} a_{с}^2 a_{т}^2 a_{н}^2 \frac{T_{\mu}^2}{T_{м}} \frac{I_{я. б} R_{я} / E_{г. б}}{1 - \frac{I_{я. б} R_{я}}{E_{г. б}}}} \times \\ &\times \frac{I_{я. б} k_{т}}{\frac{E_{г. б} - I_{я. б} R_{я}}{k_{е}}} = \frac{T_{м} k_{т} k_{е} (b_{с} a_{с} a_{т} a_{н} \rho T_{\mu} + 1)}{b_{с} a_{с}^2 a_{т}^2 a_{н}^2 \rho T_{\mu}^2 R_{я} k_{с}}. \end{aligned} \quad (1.112)$$

1.5. Двухконтурные системы регулирования скорости

В приводе рудничных подъемных установок могут применяться двухконтурные системы регулирования скорости, внутренним контуром которых является либо контур регулирования тока, либо контур регулирования напряжения.

Двухконтурная система с регуляторами тока и скорости. Внутренним контуром в этой системе является контур регулирования тока, включающий в себя два звена с большими постоянными времени ($T_{г}$ и $T_{я}$). Структурная схема этого контура без учета обратной связи по э. д. с. двигателя приведена на рис. 1.16, а, б.

Передаточная функция объекта компенсации контура тока согласно структурной схеме имеет вид

$$W_{о. к. т}(\rho) = \frac{k_{г} k_{т. п} \frac{1}{R_{я}} k_{т}}{(\rho T_{г} + 1)(\rho T_{я} + 1)} = \frac{k_{о} \frac{1}{R_{я}} k_{т}}{\rho^2 T_{г} T_{я} + \rho(T_{г} + T_{я}) + 1}. \quad (1.113)$$

Как и передаточная функция объекта компенсации, передаточная функция регулятора тока соответствует ПИД-регулятору:

$$\begin{aligned} W_{р. т}(\rho) &= \frac{\rho^2 T_{г} T_{я} + \rho(T_{г} + T_{я}) + 1}{a_{т} \rho T_{\mu} k_{о} k_{т} \frac{1}{R_{я}}} = \frac{T_{г} T_{я}}{a_{т} T_{\mu} k_{о} k_{т} \frac{1}{R_{я}}} \rho + \\ &+ \frac{T_{г} + T_{я}}{a_{т} T_{\mu} k_{о} k_{т} \frac{1}{R_{я}}} + \frac{1}{a_{т} T_{\mu} k_{о} k_{т} \frac{1}{R_{я}} \rho}. \end{aligned} \quad (1.114)$$

С учетом полученной передаточной функции регуляторов и в соответствии со структурной схемой, показанной на рис. 1.16,

передаточная функция замкнутого контура регулирования тока запишется в виде

$$W_{з.к.т}(p) = \frac{1}{a_T p T_\mu (\rho T_\mu + 1) + 1} \cdot k_T \quad (1.115)$$

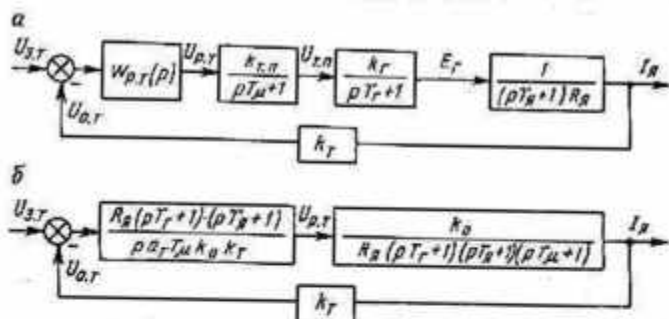


Рис. 1.16. Структурные схемы контура регулирования тока

Структурная схема двукратно-интегрирующей системы регулирования скорости с двумя регуляторами приведена на рис. 1.17, а. В этой схеме контур регулирования тока представлен звеном с пе-

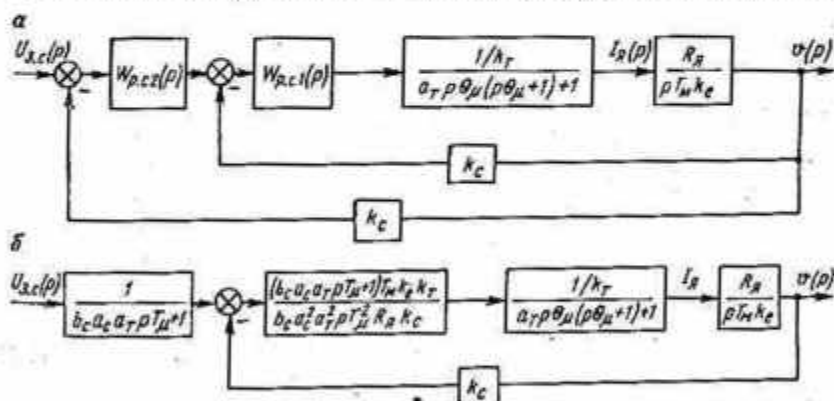


Рис. 1.17. Структурные схемы контура регулирования скорости:
а — исходная; б — преобразованная

редаточной функцией, соответствующей передаточной функции замкнутого контура регулирования тока (1.115).

Соответственно этой схеме передаточная функция объекта компенсации первого контура регулирования скорости

$$W_{о.к.с.1}(p) = \frac{k_c}{k_T} \frac{R_A}{\rho T_{\mu} k_e} \quad (1.116)$$

Тогда передаточная функция регулятора РС1 соответствует П-регулятору

$$W_{p.c1}(p) = \frac{T_M k_c k_T}{a_c a_T p T_M R_n k_c} \quad (1.117)$$

Передаточная функция объекта компенсации второго контура регулирования скорости

$$W_{o.k.c2}(p) = 1, \quad (1.118)$$

и соответственно передаточная функция второго регулятора скорости

$$W_{p.c2}(p) = \frac{1}{b_c a_c a_T p T_M} \quad (1.119)$$

На основе структурных преобразований, аналогичных выполненным применительно к трехконтурной двукратно-интегрирующей системе регулирования скорости, получаем систему с одним регулятором скорости (рис. 1.17, б), передаточная функция которого соответствует ПИ-регулятору

$$W_{p.c}(p) = \frac{(b_c a_c a_T p T_M + 1) T_M k_c k_T}{b_c a_c^2 a_T^2 p T_M^2 R_n k_c} \quad (1.120)$$

Апериодическое звено на входе системы имеет передаточную функцию

$$W_{ap}(p) = \frac{1}{b_c a_c a_T p T_M + 1}$$

Структурная схема системы (контура) регулирования скорости с ПИ-регулятором скорости приведена на рис. 1.17, б.

Передаточная функция системы регулирования скорости и соответствующая ей вырожденная передаточная функция

$$W_{z.k.c}(p) = \frac{1}{b_c a_c a_T p T_M (a_c a_T p T_M [a_T p T_M (p T_M + 1) + 1] + 1) + 1}; \quad (1.121)$$

$$W_{z.k.c}^0(p) = \frac{1}{k_c} \frac{1}{b_c a_c a_T p T_M (a_c a_T p T_M + 1) + 1} \quad (1.122)$$

Схема реализации ПИД-регулятора приведена на рис. 1.18.

Согласно передаточной функции регулятора тока и схемы регулятора тока постоянная времени интегрирования равна

$$T_{и.т} = R_{з.т} C_{о.т} = a_T T_M k_o k_T \frac{1}{R_n}; \quad (1.123)$$

постоянная времени цепи обратной связи регулятора и постоянная времени демпфирования

$$T_{o.c} = R_{о.т} C_{о.т} = T_r + T_{и}; \quad (1.124)$$

$$T_d = R_{о.т} C_{з.т} \frac{T_r T_n R_n}{a_T T_M k_o k_T} \quad (1.125)$$

Из этих зависимостей определяют параметры элементов регулятора тока.

Параметры элементов регулятора скорости и аperiodического звена определяют аналогично тому, как это делается в трехконтурной системе регулирования скорости.

В относительных единицах имеем следующее: передаточная функция объекта компенсации контура регулирования тока

$$W_{\text{о.к.т}}^*(p) = \frac{1}{(p\theta_r + 1)(p\theta_\pi + 1)}; \quad (1.126)$$

Рис. 1.18. Схема ПИД — регулятора тока

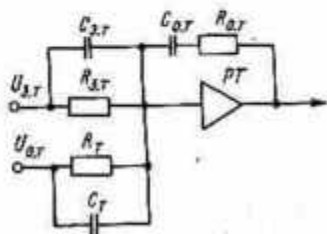
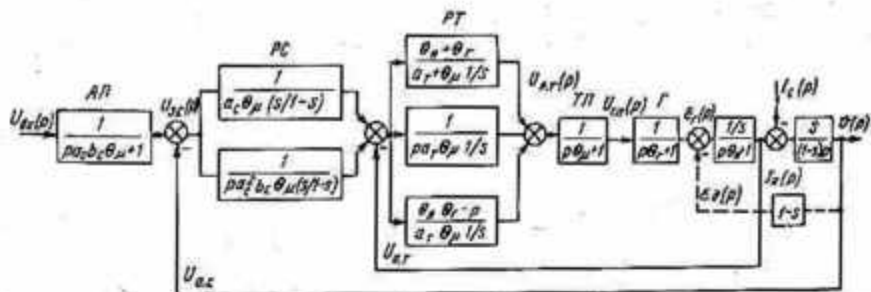


Рис. 1.19. Структурная схема двухконтурной системы регулирования скорости с ПИД — регулятором тока и ПИ — регулятором скорости



передаточная функция регулятора тока

$$W_{\text{р.т}}^* = \frac{(p\theta_r + 1)(p\theta_\pi + 1)}{a_T p \theta_\mu \frac{1}{s}} = \frac{\theta_r \theta_\pi}{a_T \theta_\mu \frac{1}{s}} p + \frac{\theta_r + \theta_\pi}{a_T \theta_\mu \frac{1}{s}} + \frac{1}{a_T p \theta_\mu \frac{1}{s}}; \quad (1.127)$$

передаточная функция объекта компенсации первого контура регулирования скорости

$$W_{\text{о.к.с1}}^*(p) = \frac{s}{p(1-s)}; \quad (1.128)$$

передаточная функция первого регулятора скорости

$$W_{p.c.1}^* = \frac{1}{a_c a_T \theta_\mu \frac{s}{1-s}}; \quad (1.129)$$

передаточная функция второго регулятора скорости

$$W_{p.c.2}^* = \frac{1}{b_c a_c a_T \rho \theta_\mu}; \quad (1.130)$$

передаточная функция объединенного регулятора скорости

$$W_{p.c.}^*(p) = \frac{b_c a_c a_T \rho \theta_\mu + 1}{b_c a_c^2 a_T^2 \rho \theta_\mu^2 + \frac{s}{1-s}} = \frac{1}{b_c a_c a_T \theta_\mu \frac{s}{1-s}} + \frac{1}{b_c a_c^2 a_T^2 \rho \theta_\mu^2 \frac{s}{1-s}}. \quad (1.131)$$

Структурная схема системы регулирования скорости с РТ—ПИД и РС—ПИ в относительных единицах приведена на рис. 1.19.

Передаточная функция в относительных единицах для замкнутой системы регулирования скорости и вырожденная передаточная функция

$$W_{z.k.c}^*(p) = \frac{1}{b_c a_c a_T \rho \theta_\mu \{a_c a_T \rho \theta_\mu [a_T \rho \theta_\mu (\rho \theta_\mu + 1) + 1] + 1\} + 1}; \quad (1.132)$$

$$W_{z.k.c}^0(p) = \frac{1}{b_c a_c a_T \rho \theta_\mu (a_c a_T \rho \theta_\mu + 1) + 1}. \quad (1.133)$$

Двухконтурная система с регуляторами напряжения и скорости. Контур регулирования напряжения с одной большой постоянной времени T_T является внутренним.

Передаточные функции объекта компенсации регулятора напряжения, замкнутого контура соответствуют формулам (1.47) — (1.49).

На рис. 1.20, а приведена структурная схема двукратно-интегрирующей двухконтурной системы регулирования скорости.

В контур регулирования входят два звена с большими постоянными времени (T_n и T_m), которые компенсируются соответствующими регуляторами.

Передаточная функция объекта компенсации первого контура регулирования скорости имеет вид

$$W_{o.k.c.1}(p) = \frac{k_c \frac{1}{k_n}}{p T_m k_e (p T_n + 1)} \quad (1.134)$$

Передаточная функция первого регулятора скорости соответствует ПД-регулятору

$$W_{p.c1}(\rho) = \frac{\rho T_n + 1}{a_c a_n T_\mu \frac{k_c}{T_m k_e k_n}} \quad (1.135)$$

Передаточная функция объекта компенсации второго контура регулирования скорости

$$W_{o.k.c2}(\rho) = 1. \quad (1.136)$$

Передаточная функция второго регулятора скорости соответствует И-регулятору

$$W_{p.c2}(\rho) = \frac{1}{b_c a_c a_n \rho T_\mu} \quad (1.137)$$

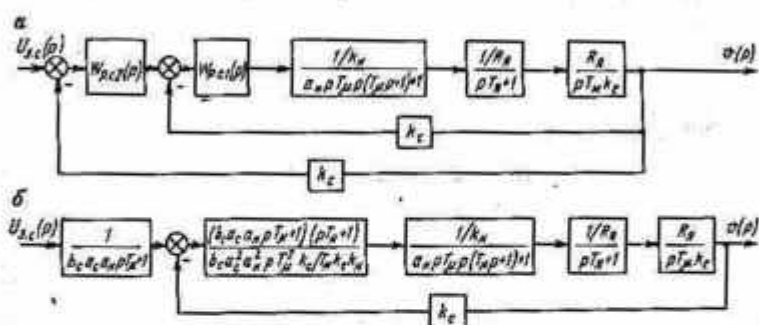


Рис. 1.20. Структурные схемы двукратно-интегрирующей двухконтурной системы регулирования скорости:
а — исходная; б — преобразованная

В результате структурных преобразований исходную систему регулирования скорости с двумя регуляторами приводим к системе с одним регулятором скорости с передаточной функцией

$$W_{p.c}(\rho) = \frac{(b_c a_c a_n \rho T_\mu + 1)(\rho T_n + 1)}{b_c a_c^2 a_n^2 \rho T_\mu^2 \frac{k_c}{T_m k_e k_n}} = \frac{T_n}{a_c a_n T_\mu \frac{k_c}{T_m k_e k_n}} \rho +$$

$$+ \frac{b_c a_c a_n T_\mu + T_n}{b_c a_c^2 a_n^2 T_\mu^2 \frac{k_c}{T_m k_e k_n}} + \frac{1}{b_c a_c^2 a_n^2 \rho T_\mu^2 \frac{k_c}{T_m k_e k_n}}, \quad (1.138)$$

соответствующей ПИД-регулятору, и аperiodическим звеном на входе с передаточной функцией

$$W_{on}(\rho) = \frac{1}{b_c a_c a_n \rho T_\mu + 1} \quad (1.139)$$

Соответствующая структурная схема приведена на рис. 1.20, б, согласно которой передаточная функция системы регулирования скорости и вырожденная передаточная функция

$$W_{з.к.с}(p) = \frac{1}{k_c} \frac{1}{b_c a_c a_n p T_\mu (a_c a_n p T_\mu (a_n p T_\mu + 1) + 1) + 1} ; \quad (1.140)$$

$$W_{з.к.с}^0(p) = \frac{1}{k_c} \frac{1}{b_c a_c a_n p T_\mu (a_c a_n T_\mu + 1) + 1} . \quad (1.141)$$

Параметры регулятора напряжения определяют по выражениям (1.77) — (1.79), полученным для трехконтурной системы регулирования скорости.

Согласно передаточной функции регулятора скорости (1.138) и схемы реализации ПИД-регулятора постоянная времени интегрирования

$$T_{\text{и}} = R_{з.к.с} C_{o.o} = b_c a_c^2 a_n^2 T_\mu^2 \frac{k_c}{T_\mu k_e k_n} ; \quad (1.142)$$

постоянная времени цепи обратной связи регулятора

$$T_{o.c} = R_{o.c} C_{o.c} = b_c a_c a_n T_\mu + T_{\text{и}} ; \quad (1.143)$$

постоянная времени дифференцирования

$$T_{\text{д}} = \frac{T_{\text{и}} T_\mu k_e k_n}{b_c a_c a_n T_\mu k_c} . \quad (1.144)$$

Из этих зависимостей определяются параметры элементов ПИД-регулятора скорости. В относительных единицах:

передаточная функция объекта компенсации контура регулирования напряжения

$$W_{o.к.н}^*(p) = \frac{1}{p\theta_T + 1} ; \quad (1.145)$$

передаточная функция регулятора напряжения

$$W_{p.н}^*(p) = \frac{p\theta_T + 1}{a_n p \theta_\mu} = \frac{\theta_T}{a_n \theta_\mu} + \frac{1}{a_n p \theta_\mu} ; \quad (1.146)$$

передаточная функция объекта компенсации первого контура регулирования скорости

$$W_{o.к.с1}^*(p) = \frac{1}{p(p\theta_\pi + 1)(1-s)} ; \quad (1.147)$$

передаточная функция первого регулятора скорости

$$W_{p.с1}^*(p) = \frac{p(\theta_\pi + 1)(1-s)}{a_c a_n p \theta_\mu} = \frac{\theta_\pi(1-s)}{a_c a_n \theta_\mu} + \frac{1-s}{a_c a_n p \theta_\mu} ; \quad (1.148)$$

передаточные функции объекта компенсации второго контура регулирования скорости и второго регулятора скорости

$$W_{o.к.с2}^*(p) = 1 ; \quad (1.149)$$

$$W_{p.c.2}^*(\rho) = \frac{1}{b_c a_c a_n \rho \theta_\mu}; \quad (1.150)$$

передаточная функция преобразованного регулятора скорости

$$W_{p.c.}^*(\rho) = \frac{(b_c a_c a_n \rho \theta_\mu + 1)(\rho \theta_n + 1)(1-s)}{b_c a_c^2 a_n^2 \rho \theta_\mu^2} = \frac{\theta_n(1-s)}{a_c a_n \theta_\mu} \rho + \frac{(b_c a_c a_n \theta_\mu + \theta_n)(1-s)}{b_c a_c^2 a_n^2 \theta_\mu^2} + \frac{1-s}{b_c a_c^2 a_n^2 \rho \theta_\mu^2}. \quad (1.151)$$

Структурная схема двухконтурной системы регулирования с ПИ-регулятором напряжения и ПИД-регулятором скорости в относительных единицах приведена на рис. 1.21.

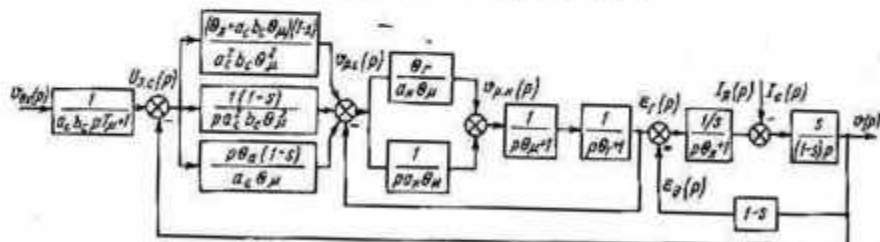


Рис. 1.21. Структурная схема двухконтурной системы регулирования скорости с ПИ-регулятором напряжения и ПИД-регулятором скорости

Передаточная функция в относительных единицах для замкнутой системы согласно схеме на рис. 1.21 и соответствующая ей вырожденная передаточная функция

$$W_{з.к.с}^*(\rho) = \frac{1}{b_c a_c a_n \rho \theta_\mu (a_c a_n \rho \theta_\mu [a_n \rho \theta_\mu (\rho \theta_\mu + 1) + 1] + 1) + 1}; \quad (1.152)$$

$$W_{з.к.с}^0(\rho) = \frac{1}{b_c a_c a_n \rho \theta_\mu (a_c a_n \rho \theta_\mu + 1) + 1}. \quad (1.153)$$

1.6. Анализ точности систем подчиненного регулирования

Важным показателем системы регулирования скорости является точность обработки заданной программы скорости движения, которая оценивается величиной скоростной ошибки. Величина скоростной ошибки зависит от характера изменения заданной программы скорости движения, а также от статических и динамических характеристик системы автоматического регулирования скорости привода.

В общем виде ошибка обработки заданной программы определяется, как известно, по следующему выражению, через коэффициенты ошибки системы при обработке управляющего S_i и возмущающего S_i' воздействий:

$$\Delta v(t) = S_0 v_{з.с}(\tau) + S_1 \frac{d v_{з.с}(\tau)}{d\tau} + S_2 \frac{d^2 v_{з.с}(\tau)}{d\tau^2} +$$

$$+ \dots + S_0' f_{\text{ст}}(\tau) + S_1' \frac{df_{\text{ст}}(\tau)}{d\tau} + S_2' \frac{d^2 f_{\text{ст}}(\tau)}{d\tau^2} + \dots; \quad (1.154)$$

$$\text{где } S_0 = W_{\Delta v}(\rho) \Big|_{\rho=0}; \quad S_1 = \frac{dW_{\Delta v}(\rho)}{d\rho} \Big|_{\rho=0};$$

$$S_2 = \frac{d^2 W_{\Delta v}(\rho)}{d\rho^2} \Big|_{\rho=0};$$

$$S_0' = W_{\Delta I}(\rho) \Big|_{\rho=0}; \quad S_1' = \frac{dW_{\Delta I}(\rho)}{d\rho} \Big|_{\rho=0};$$

$$S_2' = \frac{d^2 W_{\Delta I}(\rho)}{d\rho^2} \Big|_{\rho=0};$$

$W_{\Delta v}(\rho)$ — передаточная функция замкнутой системы регулирования скорости по ошибке относительно управляющего воздействия; $W_{\Delta I}(\rho)$ — передаточная функция этой же системы по ошибке от возмущающего воздействия.

Таким образом, для определения ошибки системы необходимо знать закон изменения управляющего и возмущающего воздействия и коэффициенты ошибок.

В современных системах автоматического управления подъемной установкой при формировании программы управления предусматривается ограничение второй производной от скорости (рывка) допустимым значением, а изменение первой производной (ускорения) всегда происходит при ограниченном значении второй производной. В связи с этим при определении ошибки системы регулирования скорости учитывают первые три члена выражения (1.154), поэтому необходимо знать только S_0 , S_1 и S_2 .

Рассматриваемые двукратно-интегрирующие системы подчиненного регулирования скорости являются астатическими по отношению к возмущению, следовательно, статическая ошибка по возмущению равна нулю, а изменение статической нагрузки во времени в течение цикла подъема происходит очень медленно, вследствие чего можно пренебречь возникающей ошибкой от возмущения.

Проведем сравнительный анализ рассмотренных систем подчиненного регулирования по точности без учета и с учетом обратной связи по э. д. с. и оценим степень влияния ее на ошибку. Очевидно, что для этого достаточно определить коэффициенты ошибок. Анализ выполним в относительных единицах. Для этого определим передаточные функции по ошибке от управляющего воздействия.

Согласно структурным схемам, приведенным на рис. 1.17, 1.19 и 1.20, по передаточным функциям по ошибке получены коэффициенты ошибок:

а) для системы со структурой АП, РС—ПИ, РТ—ПИ, РН—ПИ: без учета э. д. с.

$$S_0 = 0; \quad S_1 = b_c a_c a_{\tau} a_n \theta_m;$$

$$S_2 = 2b_c^2 a_c^2 a_n^2 \theta_\mu^2 \left(\frac{1}{b_c} - 1 \right);$$

с учетом э. д. с.

$$S_0 = 0; S_1 = b_c a_c a_n \theta_\mu;$$

$$S_2 = 2b_c^2 a_c^2 a_n^2 \theta_\mu^2;$$

б) для системы со структурой АП, РС—ПИ, РТ—ПИД:
без учета э. д. с.

$$S_0 = 0; S_1 = b_c a_c a_n \theta_\mu; S_2 = 2b_c^2 a_c^2 a_n^2 \theta_\mu^2 \left(\frac{1}{b_c} - 1 \right);$$

с учетом э. д. с.

$$S_0 = 0; S_1 = b_c a_c a_n \theta_\mu;$$

$$S_2 = 2b_c^2 a_c^2 a_n^2 \theta_\mu^2;$$

в) для системы со структурой АП, РС—ПИД, РН—ПИ:
без учета э. д. с.

$$S_0 = 0; S_1 = b_c a_c a_n \theta_\mu;$$

$$S_2 = 2b_c^2 a_c^2 a_n^2 \theta_\mu^2 \left(\frac{1}{b_c} - 1 \right);$$

с учетом э. д. с.

$$S_0 = 0; S_1 = b_c a_c a_n \theta_\mu;$$

$$S_2 = 2b_c^2 a_c^2 a_n^2 \theta_\mu^2.$$

Полученные коэффициенты свидетельствуют о том, что внутренняя обратная связь по э. д. с. двигателя не влияет на статику рассматриваемых систем. Трехконтурные системы по точности равноценны и имеют несколько меньшую точность по сравнению с двухконтурной системой при полной реализации передаточной функции регуляторов.

Выводы

Требования, предъявляемые к современным электроприводам и САУ рудничных подъемных машин, к качественным показателям регулирования, отражают многогранность рабочих условий, а также тенденцию к непрерывному совершенствованию автоматизированного электропривода, они должны явиться ориентировкой для построения современных систем управления электроприводом подъемных машин.

Возможность и целесообразность применения унифицированной пятипериодной диаграммы скорости является одним из оснований построения унифицированной САУ.

При определенных условиях унифицированная диаграмма движения принимается как оптимальная диаграмма, формируемая

с ограничениями по параметрам движения: пути, скорости, ускорению и рывку в рабочих режимах привода, а также с учетом ограничений, накладываемых ПБ и обоснованных требований эксплуатации. Необходимо учитывать ограничения тока, напряжения, темпа их изменения для электрооборудования, усилий и амплитуды колебаний в электромеханическом оборудовании, ограничения по физиологическому воздействию на людей, условия оптимального управления при оттормаживании и затормаживании машины и др.

Основными показателями работы электропривода необходимо считать производительность подъемной установки и надежность. Производительность следует оценивать по расчетному времени цикла, в котором учитываются время регулирования положения подъемного сосуда или время оттормаживания машины, время на устранение неизбежной путевой ошибки в результате проскальзывания каната относительно ведущего шкива и др.

2. ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ СКОРОСТЬЮ ПРИВОДА ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

2.1. Анализ структур систем подчиненного управления скоростью с учетом технологических особенностей работы подъемных машин

Рассмотрим вопросы целесообразности использования двух- или трехконтурных статических или астатических САУ, способов ограничения параметров заданной диаграммы движения, темпа изменения тока якорной цепи привода, построения и настройки контуров регулирования тока и скорости, применение астатических систем управления скоростью. Статическая система с РС—П по отношению к задающему воздействию обладает лишь астатизмом первого порядка, имеет постоянную скоростную ошибку, а величина статической ошибки определяется коэффициентом усиления. Выбор оптимальных параметров РС—П для получения наиболее высоких качественных показателей должен учитывать качественные характеристики механического оборудования. В том случае, если в системе имеются значительные нелинейности и люфты в передачах двигателя к валу нагрузки и тахогенератору, то коэффициент усиления системы и ее качественные показатели снижаются.

Статическая точность регулирования для ряда исполнений приводов подъемных машин определяется не только изменением внешнего возмущающего воздействия (статического тока $I_{ст}$) относительного падения напряжения в якорной цепи ΔU^* , коэффициента обратной связи по скорости K_c , но и изменением диапазона регулирования скорости D . Относительное падение напряжения в якорной цепи привода, относительные величины приведенного диапазона регулирования D' для отдельных характерных исполнений приводов подъемных машин имеют свои предельные значения.

При прочих равных условиях относительная статическая ошибка регулирования возрастает при увеличении диапазона регулирования скорости, абсолютная и относительная статические ошибки регулирования возрастают при увеличении пределов изменения статической нагрузки. Ошибка регулирования увеличивается при увеличении сопротивления якорной цепи привода и переходе от редукторного привода к безредукторному.

При одинаковых параметрах САУ наибольшую статическую ошибку регулирования будут иметь клетевые барабанные подъемные машины с безредукторным исполнением привода, так как при этом изменения величин $I_{ст}$, $R_{л}$, ΔU^* будут наибольшими, как и требуемые величины D .

Статическая система подчиненного управления скоростью с РС—П обеспечивает разные качественные показатели для разного

типа подъемных установок и исполнений приводов, что нежелательно. Разные величины точности регулирования скорости для разных установок могут быть допущены только в случае избыточного реального коэффициента усиления и достижимой точности регулирования над требуемыми значениями. Для приводов шахтных подъемных машин целесообразно применение САУ—С с РС—ПИ и двукратным интегрированием, обеспечивающим отсутствие статической ошибки.

Краткий анализ двухконтурной системы управления скоростью. Анализ выполним для двухконтурной системы управления скоростью электропривода Г—Д.

Для ряда подъемных машин может не соблюдаться условие $T_m \gg T_n$, на основании которого [4, 33, 34] САУ рассматриваются без учета внутренней обратной связи по э. д. с. двигателя (ОС по E_d). Незначительное отличие по величине T_m и T_n характерно для приводов малых многоканатных подъемных машин. В системах управления таких приводов необходимо учитывать ОС по E_d .

Передаточная функция двигателя (с учетом ОС по E_d) — зависимость скорости от напряжения на якоре имеет вид

$$W_d(p) = \frac{n_d(p)}{U_n(p)} = \frac{pT_m \frac{1}{R_n}}{p^2T_nT_m + pT_m + 1} \quad (2.1)$$

Передаточная функция объекта регулирования контура тока и регулятора тока

$$W_{o.k.r}(p) = \frac{k_{r.n}k_r \frac{1}{R_n}}{(pT_r + 1) \left(pT_n + \frac{1}{pT_m} + 1 \right)} =$$

$$= \frac{k_{r.n}k_r \frac{1}{R_n} pT_m}{p^2T_rT_nT_m + p^2T_m(T_r + T_n) + p(T_r + T_m) + 1}; \quad (2.2)$$

$$W_{p.r}(p) = \frac{(pT_r + 1) \left(pT_n + \frac{1}{pT_m} + 1 \right)}{k'_o} =$$

$$= \frac{1}{a_r T_m k'_o} [pT_rT_n + (T_r + T_n) +$$

$$+ \frac{1}{a_r T_m k'_o T_m} \left(\frac{T_r + T_m}{p} + \frac{1}{p^2} \right)], \quad (2.3)$$

$$\text{где } k'_o = k_{r.n}k_rk_T \frac{1}{R_n}.$$

Регулятор тока в соответствии с этой функцией должен представлять собой сочетание двух регуляторов: пропорционально-интегрально-дифференциального (ПИД) и двукратно-интегрального (два И). Если в $W_{p,\tau}(\rho)$ пренебречь составляющей $(1/\rho^2 a_T T_M k_o T_M)$ как малой величиной, то $W_{p,\tau}(\rho)$ будет соответствовать ПИД-регулятору:

$$W_{p,\tau}(\rho) = \rho \frac{T_r T_{\text{я}}}{\left(\frac{T_r}{T_M} + 1\right) T_{\text{нт}}} + \frac{T_r + T_{\text{я}}}{\left(\frac{T_r}{T_M} + 1\right) T_{\text{нт}}} + \frac{1}{\rho T_{\text{нт}}}. \quad (2.3a)$$

Исследования на модели двухконтурной САУ (АП, РС—ПИ, РТ—ПИД) показали возможность ее практической реализации, однако при этом необходимо обеспечить установку коэффициентов РТ-регулятора, соответствующих их расчетным значениям. Допустимое отклонение значений коэффициентов по составляющим функциям РТ—ПИД (дифференцирующей, пропорциональной, интегральной) не должно превышать 25—30%. Отклонения выше указанного предела приводят к недопустимым колебаниям регулируемых параметров привода.

Указанное требование по точности настройки РТ может быть выполнено с реализацией РТ—ПИД на элементах (конденсаторах, сопротивлениях) повышенной точности.

Структурная модификация двухконтурной САУ—С с гибкой обратной связью по якорному току (АП, РС—ПИ, РТ—ПИД, ГОС — $I_{\text{я}}$) позволяет улучшить процессы по сравнению с САУ без ГОС — $I_{\text{я}}$, уменьшить колебания якорного тока. Оказывается целесообразным использовать структурное построение двухконтурной САУ с гибкими обратными связями по току и скорости (АП, РС—ПИ, РТ—ПИД, ГОС — $I_{\text{я}}$). Включение ГОС — $I_{\text{я}}$ показано на рис. 2.1, а.

Построение САУ—С с гибкой обратной связью по току связано с реализацией в ГОС — $I_{\text{я}}$ звена с передаточной функцией

$$W_{\text{ГОС}-I_{\text{я}}}(\rho) = \frac{T\rho + 1}{T_{\text{я}}\rho + 1} k, \quad (2.4)$$

где $k = 1 - \frac{a_T T_{\text{я}}}{T_M}$; $T = \frac{T_M T_{\text{я}} - a_T^2 T_{\text{я}}^2 / 2}{T_M - a_T T_{\text{я}}}$.

Эта функция реализуется пассивным звеном

$$z(\rho) = \frac{\gamma T_1 \rho + 1}{T_1 \rho + 1}, \quad (2.5)$$

где $\gamma = R_2 / (R_1 + R_2)$; $T_1 = R_1 C$.

Использование ГОС — $I_{\text{я}}$ уменьшает перерегулирование тока $\sigma_{I_{\text{я}}}$ как при реакции на скачок $U_{\text{э.с}}$, так и на скачок $I_{\text{с}}$ (рис. 2.1, б).

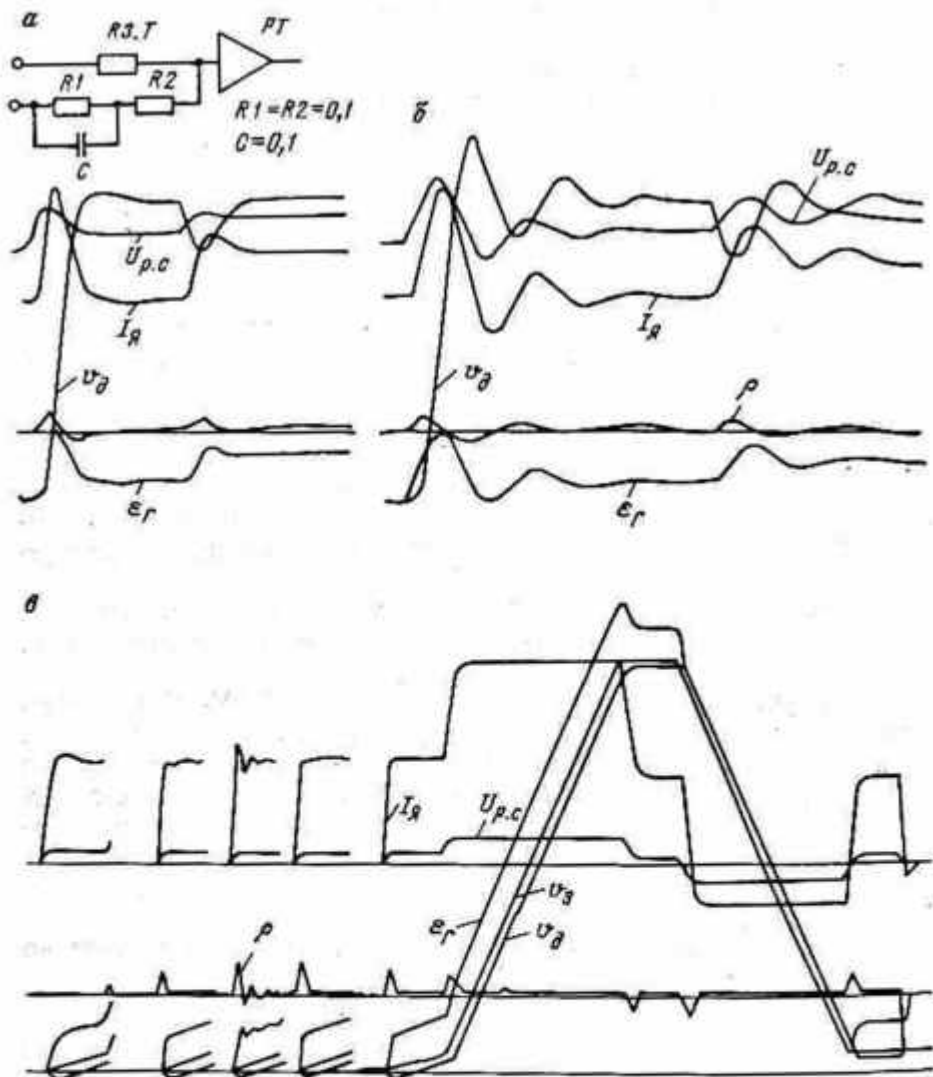


Рис. 2.1. Переходные процессы в САУ (АП, РС—ПИ; РТ—ПИД):
 а — с дополнительной ГОС по току; б — без нее, при скачке $U_{3.c}$; в — при программном изменении $U_{3.c}$

Затягивание процесса изменения I_n при скачке $U_{3.c}$ видно из сравнительных осциллограмм процессов в САУ с ГОС— I_n и без нее, приведенных на рис. 2.1. Влияние изменения $W_{ГОС-I_n}(\rho)$ на процессы в приводе с программным изменением $U_{3.c}$ иллюстрируются осциллограммой рис. 2.1, в. С изменением параметров $W_{ГОС-I_n}(\rho)$ можно получить различный характер переходного процесса по I_n :

от колебательного до аperiodического и обеспечить минимальное время регулирования по этому параметру.

Результаты исследования двухконтурных САУ—С на модели показали возможность применения двухконтурной САУ—С (АП, РС—ПИ, РТ—ПИД) привода Г—Д подъемных машин. Однако практическое построение такой системы не рекомендуется из-за более сложной ее настройки по сравнению с трехконтурной САУ—С. Условие применения САУ—С в двухконтурном исполнении приведено ниже.

Ограничения параметров заданной диаграммы движения. Основными требованиями, выдвигаемыми для САУ подъемных машин, являются обеспечение программирования движения и основных параметров диаграммы движения и нагрузок v , j , ρ , I_n , (dI_n/dt) , обеспечение безаварийной работы оборудования. В САУ—С основным регулируемым параметром является v , измеряемая тахогенератором, в САУ—П основной регулируемый параметр — h , измеряемый датчиком перемещения сосуда. Для прямого ограничения производных регулируемых параметров необходимо наличие контура регулирования и датчика производной этого параметра, что усложняет реализацию таких систем. Прямое ограничение ускорения обычно затрудняется построением точных датчиков измерения ускорения. Недостатки дифференцирования $E_{т.г}$, затруднения в определении $I_{дин}$ и j известны. Технологические особенности определяют необходимость обеспечения движения с заданным ограничением j по ПБ при значительном изменении статической нагрузки ($\pm I_c$). По этой причине для подъемных машин принимают косвенное ограничение задания j посредством задатчика — формирователя программы изменения основных параметров движения с функциями многократного изменения этих параметров в течение цикла. Применение отдельного контура регулирования рывка, измеряемого путем двойного дифференцирования скорости, представляется затруднительным. Предпочтителен косвенный, хотя и менее точный способ ограничения заданной величины рывка ρ , или $dI_{н.дин}/dt$. Для безаварийной работы преобразователя и двигателя, нормальной коммутации электрических машин используют ограничение пускового тока, тока при стоянке машин. Вопрос об ограничении производной тока требует уточнения.

Ограничение темпа изменения тока. Требования ограничения dI_n/dt противоречивы. С одной стороны, эта величина не может быть меньше определенных величин для обеспечения требуемого по технологии быстродействия, с другой, — она должна быть не более допустимой для нормальной работы оборудования, допустимой по коммутации электрических машин. Ограничение dI_n/dt должно удовлетворяться как при изменении задания U_a , так и при возмущении по $M_c(I_c)$.

Ограничение темпа изменения тока по каналу управления. К условиям ограничения dI_n/dt при изменении U_a относятся: обеспечение комфорта перевозки людей, ограничение колебаний ка-

ната и др. В соответствии с [31] основное физиологическое воздействие на людей производят ускорение j и его производная — рывок ρ . Величины $\rho_{\text{доп}}$ и $(dI_{\text{я}}/dt)_{\text{доп}} = \rho_{\text{доп}}$ при $I_c = 0$ определяются минимальным временем реакции человека на изменение этого параметра

$$t_{\rho} = t_{\text{п. н}} + t_{\text{н}} + t_{\text{м}} = 0,17 \div 0,2 \text{ с,}$$

где $t_{\text{п. н}} = t_{\text{н}} = 0,035 \div 0,05$ с — минимальное время передачи волны возбуждения в нервных волокнах для движения рук и ног, а также интервал времени от возбуждения до сокращения мышцы; $t_{\text{м}} = 0,1$ с — минимальное время сокращения мышцы.

На основании указанного комфортное движение обеспечивается при $j \leq j_{\text{доп пв}} = 0,75 \text{ м/с}^2$ (1 м/с^2)с, а также при

$$\left(\frac{dI_{\text{я}}}{dt}\right)_{\text{доп. люди}}^* \leq \frac{I_{\text{я пуск}}}{t_{\rho}} = \frac{1 \div 2I_c}{0,2} = (5 \div 10) I_c, \quad (2.6)$$

$$\rho_{\text{доп. люди}} = j_{\text{доп. пв}}/t_{\rho} = 0,75 (1)/0,2 = 3,5 \div (5). \quad (2.7)$$

В соответствии с [23] условиями ограничения колебаний каната и исключения проскальзывания каната может быть принято:

$$\left(\frac{dI_{\text{я}}}{dt}\right)_{\text{доп. канат}}^* = \frac{I_{\text{я. пуск}}}{1,5\pi/\omega_{\text{к}}} = \frac{2I_c}{1 + 4} = (2 \div 0,5) I_c, \quad (2.8)$$

$$\left(\frac{dI_{\text{я}}}{dt}\right)_{\text{доп. проск}}^* \leq (2 + 3) I_{\text{я. н}}; t_{\rho \text{max}} = 1 \text{ с.} \quad (2.9)$$

Из рассмотренных уравнений условие $(dI_{\text{я}}/dt) < 2I_{\text{я. н}}$ будет удовлетворять всем поставленным ограничениям при воздействии по каналу $U_{\text{з}}$. Обеспечение такого условия возможно за счет устройства формирования программы движения, с помощью которого обеспечивается ограничение заданной величины рывка $\rho_{\text{з}} = (d^2U_{\text{зн}}/dt^2)$.

Ограничение темпа изменения тока при возмущении по нагрузке. Выбор величины ограничения $dI_{\text{я}}/dt$ при возмущении по нагрузке должен учитывать, что в основных рабочих режимах нагрузка практически не может прикладываться скачком, а только с изменением во времени. Режимы приложения нагрузки скачком являются для подъемных машин либо случайными процессами (препятствие движению сосудов в стволе), либо редкими (загрузка клетки без погрузочных устройств). Для программных САУ—С нет смысла выдвигать требования по обработке случайных набросов нагрузки. Постановка задачи обработки скачка тока при ударе сосуда на стыке направляющих нецелесообразна. Для таких редких режимов, если они не приводят к аварийному отключению автомата главной цепи привода, не выдвигаются особых требований по качеству управления и обеспечению высокого быстродействия САУ, время обработки может быть при этом ограничено в пределах 3—4 с, которое сочетается с демпфированными настройками контура тока. Скачки нагрузки в рабочих режимах возможны

до $0,1 I_{н.н}$. Для режимов работы с изменением $I_c(t)$ накладываются ограничения не по $(dI_n/dt)_{max}$, а по условию $dI_n/dt > dI_c/dt$. К таким режимам относится изменение I_c с темпом $dI_c/dt \leq 0,5 I_{н.н}$ при движении машины с БЦКБ на максимальной скорости в результате изменения уравновешенности системы подъема при разгрузке скипов в кривых на $v_{доп}$. Темп изменения тока вследствие неуровновешенности для машин с цилиндрическими барабанами весьма мал ($dI_c/dt \leq 0,5 I_{н.н}$), для машин с БЦКБ может быть $dI_n/dt \leq 0,2 I_{н.н}$, причем меньшие значения характерны для случаев использования неопределенных скипов, а большие — для оксидных.

Условие $dI_n/dt > dI_c/dt$, как будет показано, удовлетворяется при демпфированных настройках САУ и тем более при известных оптимальных настройках. Высокое быстродействие не противоречит реализации этих режимов управления.

Требуемое и допустимое время изменения I_n в приводе Г—Д ограничивается оптимальными условиями гашения поля двигателя, которые определяются постоянной времени обмотки возбуждения двигателя $T_{в.д}$ и коэффициентом форсировки по напряжению возбуждения $k_{ф.в}$ [24, 26]:

$$t_{доп} \leq t_{гаш} = 0,8 T_{в.д} / k_{ф.в} \quad (2.10)$$

При $T_{в.д} = 2,5 \div 5$ с и $k_{ф.в} = 4 \div 5$ $t_{доп} \leq 0,4 \div 0,8$ с;

$$\left(\frac{dI_n}{dt}\right)_{гаш}^* \geq \frac{2I_{н.н}}{t_{гаш}} = (2,5 \div 5) I_{н.н}; \quad (2.11)$$

$$r_{гаш} = (I_{доп. пв} / t_{гаш}) \approx 2 \div 1 \text{ м/с}^2. \quad (2.12)$$

В процессе оттормаживания-затормаживания машины требуется регулирование величины dI_n/dt в пределах:

$$\left(\frac{dI_n}{dt}\right)_{доп. отт} \leq \frac{\pm I_{нл}}{t_{отт}} = \frac{0 \div (\pm I_{н.н})}{0,2 \div 0,4} = 0 \div (2,5 \div 5) I_{н.н}; \quad (2.13)$$

$$\left(\frac{dI_n}{dt}\right)_{доп. зат}^* = \frac{2I_{н.н}}{t_{зат}} = \frac{2I_{н.н}}{0,2 \div 0,4} = 0 \div (5 \div 10) I_{н.н}. \quad (2.14)$$

Условия ограничения dI_n/dt по комфортности перевозки людей, по оптимальности гашения поля двигателя и оттормаживанию машины практически совпадают и оказываются значительно меньшими по предельно допустимой коммутации электрических машин (в 5—6 раз).

Настройка контуров регулирования подчиненной САУ должна учитывать технологические условия ограничения dI_n/dt :

$$\left[\left(\frac{dI_n}{dt}\right)_{гаш}^* = (2,5 \div 5) I_{н.н} \right] < \left(\frac{dI_n}{dt}\right)_{тех} < \left[\left(\frac{dI_n}{dt}\right)_{людн} = (5 \div 10) I_{н.н} \right]. \quad (2.15)$$

Основным регулируемым параметром является скорость движения подъемных сосудов, а основным режимом работы системы регулирования — режим обработки заданной программы скорости при удовлетворении требований по точности.

Система подчиненного регулирования скорости привода постоянного тока подъемных машин должна быть астатической, по отношению к основному возмущающему воздействию система должна быть двукратно-интегрирующей.

Одним из факторов, влияющим на выбор структуры САУ—С, является определение параметров, требующих ограничения. В канале управления САУ—С целесообразно использовать устройство задания и формирования программы движения для ограничения

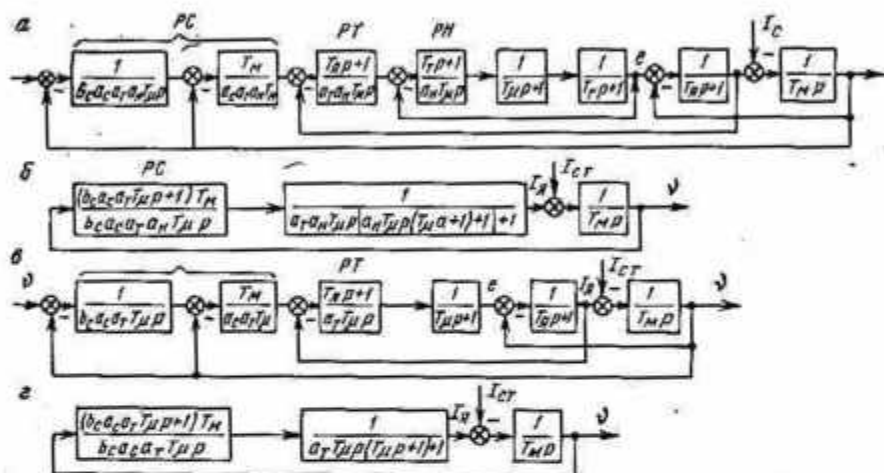


Рис. 2.2. Структурные схемы систем САУ скорости:

а, б — трехконтурной; в, г — двухконтурной

заданных величин скорости, ускорения и рывка. Наиболее противоречивые условия возникают при осуществлении ограничения dl_n/dt , которые достаточно удовлетворять при возмущении по управляющему сигналу ограничением заданной величины рывка посредством устройства задания — формирования программы, что позволяет выбрать и сохранить быстродействие САУ из условия обработки возмущения по нагрузке.

Определение параметров регуляторов систем подчиненного управления привода подъемных машин. На рис. 2.2 приведены структурные схемы трех- и двухконтурных САУ скорости, составленные на основе аналитического описания в относительных единицах. Схемы приведены для привода при постоянном токе возбуждения.

Для оценки величины dl_n/dt проводят анализ контуров регулирования тока применительно к рассматриваемым системам. Согласно приведенным структурным схемам передаточные функции

для замкнутых контуров регулирования тока запишем для одноконтурной и двухконтурной систем регулирования тока в виде

$$W_{з.т}(p) = \frac{1}{a_{\tau} T_{\mu} p (T_{\mu} p + 1) + 1}; \quad (2.16a)$$

$$\begin{aligned} W_{з.т}(p) &= \frac{1}{a_{\tau} a_n T_{\mu} p [a_n T_{\mu} p (T_{\mu} p + 1) + 1]} = \\ &= \frac{1}{a_{\tau} a_n T_{\mu} p (a_n T_{\mu} p + 1) + 1}. \end{aligned} \quad (2.16)$$

Переходный процесс в соответствии с этими передаточными функциями описывается выражением

$$\begin{aligned} i(t) &= 1 - \frac{2}{\sqrt{2 - a_{\tau}}} e^{-\frac{t}{2T_{\mu 0}}} \times \\ &\times \sin \left(\frac{1}{2T_{\mu 0}} \sqrt{\frac{4 - a_{\tau}}{a_{\tau}}} t + \arcsin \sqrt{1 - \frac{a_{\tau}}{4}} \right), \end{aligned} \quad (2.17)$$

где $T_{\mu 0} = T_{\mu}$ — для одноконтурной системы; $T_{\mu 0} = a_n T_{\mu}$ — для двухконтурной системы.

Максимальное значение скорости нарастания тока при максимальном значении сигнала на входе РТ, соответствующем $2I_{н.н.}$, равно

$$\left(\frac{di}{dt} \right)_{\max} = \frac{2}{T_{\mu 0} \sqrt{a_{\tau}}} e^{\sqrt{\frac{a_{\tau}}{4 - a_{\tau}}} \arcsin \sqrt{1 - \frac{a_{\tau}}{4}}}. \quad (2.18)$$

Графики зависимости (di/dt) от значения $T_{\mu 0}$ при коэффициентах демпфирования контуров регулирования напряжения и тока, равных двум ($a_{\tau} = a_n = 2$), приведены на рис. 2.3. Из этих графиков видно, что при значениях $T_{\mu 0} < 0,035$ с величина di/dt при двухконтурной системе регулирования тока превышает значение, рекомендуемое для привода рудничных подъемных установок, $5-10) I_{н.н.}/с$. Это свидетельствует о том, что в САУ привода рудничных подъемов необходимо принимать меры по ограничению di/dt . Целесообразным, с точки зрения реализации, является увеличение степени демпфирования контура путем увеличения коэффициента a_{τ} регулятора тока или включения фильтра с соответствующей постоянной на выходе регулятора.

При включении фильтра на выходе РТ передаточная функция объекта регулирования

$$W_{о.р}(p) = \frac{1}{[T_{\phi} T_{\mu} p^2 + (T_{\phi} + T_{\mu}) p + 1] (T_{\mu} p + 1)}. \quad (2.19)$$

Вырожденная передаточная функция замкнутого контура регулирования тока с учетом фильтра может быть представлена в виде:

$$W_{з.т}^0(p) = \frac{1}{a_T T_{\mu 0} p (T_{\mu 0} p + 1)}, \quad (2.20)$$

где $T_{\mu 0} = T_{\phi} + T_{\mu}$.

Переходный процесс в контуре регулирования тока описывается приведенным выражением для $I_n(t)$, следовательно, задавшись значением dI_n/dt , по приведенному выше выражению можно найти зависимость для определения коэффициентов демпфирования из

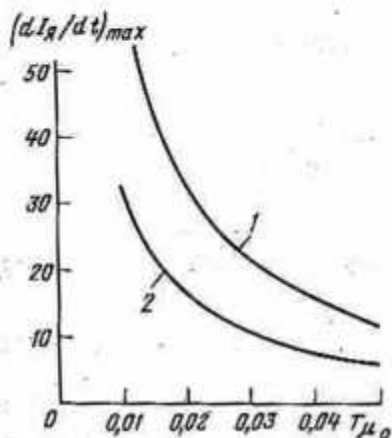


Рис. 2.3. Графики зависимости скорости нарастания тока при системе регулирования тока:

1 — одноконтурной; 2 — двухконтурной

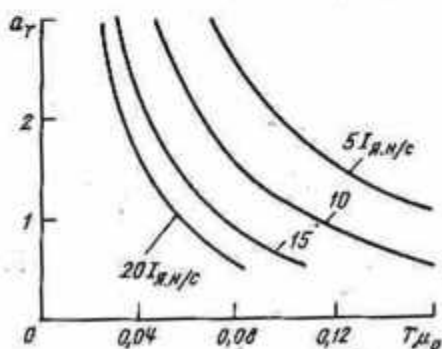


Рис. 2.4. Графики для определения коэффициента демпфирования из условия ограничения скорости нарастания тока

условия ограничения скорости нарастания тока $a_T = f(T_{\mu 0})$, которые приведены на рис. 2.4. Пользуясь этими зависимостями, можно осуществить оптимизацию контура регулирования тока по критерию ограничения dI_n/dt допустимыми значениями. При этом a_T необходимо принимать в пределах 2—3 и по графику рис. 2.4 в зависимости от допустимой величины dI_n/dt определять значение некомпенсируемой постоянной времени $T_{\mu 0}$ контура регулирования тока и соответствующее значение постоянной времени фильтра:

$$T_{\phi} = T_{\mu 0} - T_{\mu} \quad (2.21)$$

Применительно к двухконтурной системе регулирования тока в приводе Г—Д расчет параметров контуров регулирования из условия ограничения скорости нарастания тока можно произвести аналогично изложенному на примере одноконтурной системы регулирования. По допустимому значению скорости нарастания тока и принятому значению a_T из графика, показанного на рис. 2.4, определяют величину $T_{\mu 0}$ и по полученному $T_{\mu 0}$ определяют ко-

коэффициент демпфирования внутреннего контура регулирования напряжения:

$$\alpha_n = \frac{T_{\mu 0}}{T_{\mu}} \quad (2.22)$$

Представляет практический интерес возможность применения одноконтурной системы регулирования тока в приводе Г—Д с тиристорным возбуждением. Поэтому приведем исследование одноконтурной системы регулирования тока, в которой компенсируется только постоянная времени обмотки возбуждения генератора. Вырожденная передаточная функция для такой замкнутой системы соответствует выражению $W_{z.c}^0(p)$, в которой принято

$$T_{\mu 0} = T_{\mu} + T_n \quad (2.23)$$

Принимая значения α_T в рекомендуемых пределах, по графикам (см. рис. 2.4) можно определить граничные значения $T_{\mu 0}$ в зависимости от значения скорости нарастания тока, где применима одноконтурная система регулирования тока. Например, если принять скорость нарастания тока равной $10 I_{н.н}$ в секунду, можно применять одноконтурную систему, если соблюдается соотношение

$$0,05 \text{ с} \leq (T_{\mu} + T_n) \leq 0,08 \text{ с} \quad (2.24)$$

Однако при значениях $T_{\mu} + T_n < 0,05$ с также можно применять одноконтурную систему, но на входе регулятора необходимо включить фильтр, параметры которого определяются по вышесказанной методике. При значениях $T_{\mu} + T_n > 0,08$ с целесообразно применять двухконтурную систему.

Выполнив синтез и расчет параметров контура регулирования тока, можно перейти к синтезу контура регулирования скорости. Система автоматического регулирования скорости должна быть двукратно-интегрирующая и обеспечивать требуемую точность отработки заданной диаграммы скорости.

Время регулирования в зависимости от динамической ошибки

$$t_{\text{рег}} = 5 \frac{\delta v_{\text{max}}}{j_{\text{max}}} \quad (2.25)$$

где δ — допустимая динамическая ошибка в режиме отработки заданной диаграммы скорости; v_{max} — максимальная скорость движения подъемных сосудов; j_{max} — максимальное ускорение в периоды разгона и замедления.

Передаточную функцию замкнутой системы регулирования скорости согласно рис. 2.2, с учетом общепринятых допущений запишем в виде

$$W_{z.c}(p) = \frac{1}{b_c a_c^2 a_T^2 T_{\mu 0}^2 p^3 + b_c a_c^2 a_T^2 T_{\mu 0}^2 p^2 + b_c a_c a_T T_{\mu 0} p + 1} \quad (2.26)$$

Задача синтеза контура регулирования скорости заключается в определении оптимальных параметров регуляторов, т. е. в опре-

делении коэффициентов b_c и a_c из условия обеспечения требуемого быстродействия (времени регулирования) при заданных параметрах внутреннего контура регулирования тока.

Решение этой задачи целесообразно выполнить методом структурного синтеза с использованием желаемой передаточной функции. Учитывая, что система является двукратно-интегрирующей, а следовательно, должна быть астатической, желаемая передаточная функция определяется по нормированной функции, обеспечивающей критическое затухание переходного процесса [27] и с учетом масштаба по времени запишется в виде

$$W_{ж}(p) = W_{н}(zp) = \frac{1}{z^3 p^3 + 2,5z^2 p^2 + 2,5zp + 1}, \quad (2.27)$$

где $z = \frac{t_{пер}}{t_n}$ — масштаб по времени; $t_{пер}$ — время регулирования; t_n — нормированное время переходного процесса, которое определяется по нормированной переходной функции.

Для того чтобы переходный процесс в синтезируемой системе соответствовал желаемому, необходимо выполнить условие равенства коэффициентов полиномов знаменателей передаточных функций $W_{з.с}(p)$ и $W_{ж}(p)$. Сравнительный анализ этих передаточных функций показывает, что изменением a_c и b_c достичь полного соответствия коэффициентов полиномов знаменателя невозможно; добиться этого соответствия можно только при введении дополнительных корректирующих связей. При этом a_c и b_c определяются из условия равенства коэффициентов при p и p^2 :

$$b_{c1} = 2,5; \quad a_{c1} = \frac{z}{a_T T_{\mu 0}}$$

или из условия равенства коэффициентов при p и p^3

$$b_{c2} = \frac{6,25 a_T T_{\mu 0}}{z};$$

$$a_{c2} = \frac{z^2}{2,5 a_T^2 T_{\mu 0}}.$$

При подстановке полученных значений a_c и b_c в $W_{з.т}(p)$ определяют соответствующие передаточные функции замкнутой системы:

$$W_{з.с1}(p) = \frac{1}{2,5 a_T T_{\mu 0} z^2 p^3 + 2,5 z^2 p^2 + 2,5 z p + 1}; \quad (2.28)$$

$$W_{з.с2}(p) = \frac{1}{z^3 p^3 + \frac{z^3}{a_T T_{\mu 0}} p^2 + 2,5 z p + 1}. \quad (2.29)$$

Согласно этим передаточным функциям были рассчитаны переходные функции при различных значениях z и $T_T = a_T T_{до}$.

На рис. 2.5 показана реакция системы регулирования скорости на единичное управляющее воздействие по выражениям (2.28) и (2.29). Рассмотрение ряда процессов показывает, что вполне удов-

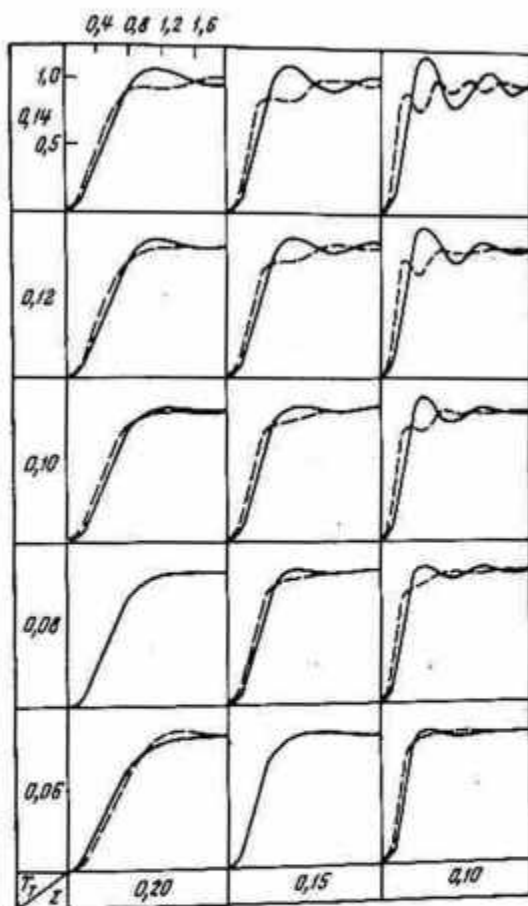


Рис. 2.5. Реакция системы регулирования скорости на единичное управляющее воздействие:

— по выражению (2.28); - - - по выражению (2.29)

летворительные результаты по качеству регулирования обеспечиваются без дополнительной коррекции при соотношении

$$(T_T/z) < 0,6.$$

Если же значение этого соотношения больше указанного предела, то с целью обеспечения требуемого качества регулирования необходима дополнительная коррекция.

Воспользовавшись методом структурного синтеза, получим следующие передаточные функции корректирующего звена в цепи обратной связи при определении a_c и b_c по выражениям:

$$W_{o.c1}(p) = (z - 2,5a_T T_{\mu 0}) z^2 p^3; \quad (2.30)$$

$$W_{o.c2}(p) = \left(2,5 - \frac{z}{a_T T_{\mu 0}} \right) z^2 p^2. \quad (2.31)$$

С точки зрения реализации необходимо отдать предпочтение системе, в которой a_c и b_c определяются как a_{c2} и b_{c2} , а передаточная функция корректирующего звена имеет вид $W_{o.c2}$. Это связано с тем, что при перемене точки подключения корректирующего звена с выхода системы по скорости на выход системы по току снизится порядок передаточной функции корректирующего звена, т. е. двукратное дифференцирование заменяется однократным дифференцированием.

При выполнении синтеза системы подчиненного регулирования привода рудничных подъемных установок по изложенной методике удовлетворяется требование ограничения скорости нарастания тока якорной цепи при желаемом качестве регулирования скорости.

Выдвинутые принципы поиска оптимальной настройки САУ подчиненного управления рудничного подъема обоснованы лишь в том случае, когда в регуляторах системы обеспечивается полная компенсация больших постоянных времени. Однако, как установлено на практике, обеспечить полную компенсацию невозможно из-за ошибок в определении (при расчете) $T_{я}$, T_m , T_{μ} и т. д. Поэтому наряду с оптимальными настройками, полученными по вышеизложенной методике, допустимо отклонение от них для достижения желаемого реального процесса управления в контурах САУ.

2.2. Определение параметров настроек регуляторов САУ—С по технологическим требованиям подъемных машин

Реальные переходные процессы в системе обычно не совпадают с расчетными из-за неизбежной неточности определения передаточной функции системы. Практика проектирования и внедрения приводов Г—Д, ТП—Д подъемных машин показала, что расчетные параметры объекта регулирования, значения T_r , $T_{я}$, T_m отличаются от величин, полученных экспериментальным путем, от реальных постоянных времени. Определение T_r оказывается неточным прежде всего вследствие нелинейности характеристики намагничивания. Величины $L_{я}$, $T_{я}$ определяются по эмпирической формуле Уманского—Ленвилля с известным приближением. Расчетные и даже экспериментальные определения T_m не совпадают с реальными из-за того, что известный метод определения T_m на основе свободного выбега системы подъема дает разброс около 10 % ввиду непостоянства сил трения и других причин. Величины T_m изменяются от груза в каждый цикл подъема, а с течением времени — от износа футеровки и уменьшения диаметра барабана машины.

Величина T_m изменяется от ΣR_n в процессе нагрева обмоток якорной цепи. Реальные процессы будут отличаться от расчетных также вследствие практической невозможности учета всех нелинейностей, таких как люфт в кинематических передачах двигателя с машиной и тахогенератором, из-за изменения радиуса навивки на машинах с БЦКБ, характеристики тиристорного возбудителя и генератора.

Отклонение реальных процессов от расчетных вследствие вышеуказанного может привести к тому, что системы с расчетными настройками могут оказаться неработоспособными. Поэтому ставится задача выявления таких настроек, при которых возникают критические колебательные процессы, либо демпфированных настроек регуляторов, при которых вероятные расчетные ошибки все же сохраняют работоспособность системы с допустимыми по технологии σ_{j_n} , σ_v .

Возможные ошибки в определении значений параметров (постоянных времени) объекта управления привода подъема приводят к неудовлетворительной настройке регуляторов САУ, что в конечном итоге отражается на динамических показателях системы управления. В связи с этим возникает задача определения допустимых отклонений расчетных параметров управляемого объекта привода от реальных, при которых система оставалась бы работоспособной и обеспечивала требуемое качество регулирования.

Исследование передаточной функции САУ—С с развернутым характеристическим знаменателем не может дать полного представления о всех условиях изменения функции, при которых возникают критические процессы или сохраняются допустимые по технологии демпфированные процессы.

Однако анализ по $W_{z.к.с}(p)$ позволяет все же выявить влияние коэффициентов a_n , a_τ , a_c , b_c на изменение процессов в приводе.

Для выявления этого влияния объекта управления за счет соответствующих регуляторов САУ целесообразно проведение анализа структур замкнутых контуров напряжения, тока, скорости. Передаточные функции таких контуров с учетом регуляторов записывают в виде:

$$W_{z.к.с}(p) = \frac{(\rho T_{o.n} + 1)(\rho T_{o.\tau} + 1)\rho T_{o.c}}{(\rho T_r + 1)(\rho T_n + 1)\rho T_m} \times \\ \times \frac{1}{\{\rho a_c T_m [\rho a_\tau T_m (\rho a_n T_m + 1) + 1] + 1\}} = \\ = \frac{(\rho b_n T_r + 1)(\rho b_\tau T_n + 1)\rho b_c T_m}{(\rho T_r + 1)(\rho T_n + 1)\rho T_m \{\rho a_c T_m [\rho a_\tau T_m (\rho a_n T_m + 1) + 1] + 1\}}; \quad (2.32)$$

$$W_{z.к.т}(p) = \frac{(\rho T_{o.n} + 1)(\rho T_{o.\tau} + 1)}{(\rho T_r + 1)(\rho T_n + 1) [\rho a_\tau T_m (\rho a_n T_m + 1) + 1]} = \\ = \frac{(\rho b_n T_r + 1)(\rho b_\tau T_n + 1)}{(\rho T_r + 1)(\rho T_n + 1) [\rho a_\tau T_m (\rho a_n T_m + 1) + 1]}; \quad (2.33)$$

$$W_{з.к.н}(p) = \frac{(pT_{о.н} + 1)}{(pT_{г} + 1)(pa_{н}T_{м} + 1)} = \frac{(pb_{н}T_{г} + 1)}{(pT_{г} + 1)(pa_{н}T_{м} + 1)}, \quad (2.34)$$

где $b_{н} = T_{о.н}/T_{г}$; $b_{т} = T_{о.т}/T_{н}$; $b_{с} = T_{о.с}/T_{м}$.

В этих выражениях переменными являются величины $T_{г}$, $T_{н}$, $T_{м}$ либо $T_{о.н}$, $T_{о.т}$, $T_{о.с}$. При исследовании процессов могут изменяться $b_{с}$, $a_{с}$, $a_{т}$, $a_{н}$, $T_{о.с}$, $T_{о.т}$, $T_{о.н}$.

Исследование качественных показателей управления привода при изменении постоянных времени объекта и настройки регуляторов САУ возможно на основе решения формул (2.32) — (2.34), которое целесообразно выполнить с помощью ЭВМ.

Исследование реакции контуров регулирования на скачок задающего напряжения U_3 позволяет выполнить проверку настройки контуров на заданные оптимумы с учетом допустимых по технологии $\sigma_{I_{н}}$, σ_v или выявить настройки, соответствующие критическим колебательным процессам. Поля процессов изменения основных параметров при реакции на скачок дают ориентировку для выбора желательной настройки соответствующего регулятора системы управления.

Основную проверку допустимости отклонения реальных значений $T_{г}$, $T_{н}$, $T_{м}$ от расчетных и степени демпфирования изменением $a_{н}$, $a_{т}$, $a_{с}$, $b_{с}$ выполняют по отклонению процессов от оптимальных в цикловых осциллограммах. Допустимое демпфирование ограничивается условиями

$$t_{пер} I_{д} < t_{дот}, \quad \sigma_{I_{н} \text{ tot}} \leq 50 \%, \quad \sigma_{v \text{ max}} \leq 5 \%$$

Качественные показатели САУ—С, соответствующие оптимальным или желаемым настройкам, могут быть реально получены только на основе экспериментального уточнения больших постоянных времени $T_{г}$, $T_{н}$, $T_{м}$ непосредственно на объекте известными методами, а также косвенно на основе сравнения реального процесса с одним из известных нормированных процессов. Для такого сравнения может быть использовано поле нормированных процессов, соответствующих каждому изменению настройки РС при оптимальной настройке контуров напряжения и тока.

Возможность представления поля процессов САУ—С при изменении коэффициентов $b_{с}$, $a_{с}$ в $W_{р.с}(p)$ была показана в работе [33]. Можно представить поля процессов при изменении настройки для каждого контура САУ.

На основе полей процессов реакции на скачок U_3 (полей настроек контуров) можно проверить соответствие расчетных оптимальных настроек и реальных процессов, а затем скорректировать настройки регуляторов и контуров для получения желаемых процессов. По реакции контуров на скачок управляющего напряжения нельзя непосредственно оценивать правильность выбора и настройки регуляторов для получения желаемых процессов при программном регулировании, однако они дают ориентировку для такого выбора, по ним косвенно можно оценивать такие показатели переходного

процесса, как темп изменения якорного тока, перерегулирование якорного тока и скорости движения. Величина скачка при снятии осциллограмм реакции на скачок U_3 принята меньше 5—10 % из условия, чтобы исключалось насыщение регуляторов, САУ—С оставалась линейной, регулирование осуществлялось без ограничения выходных напряжений регуляторов.

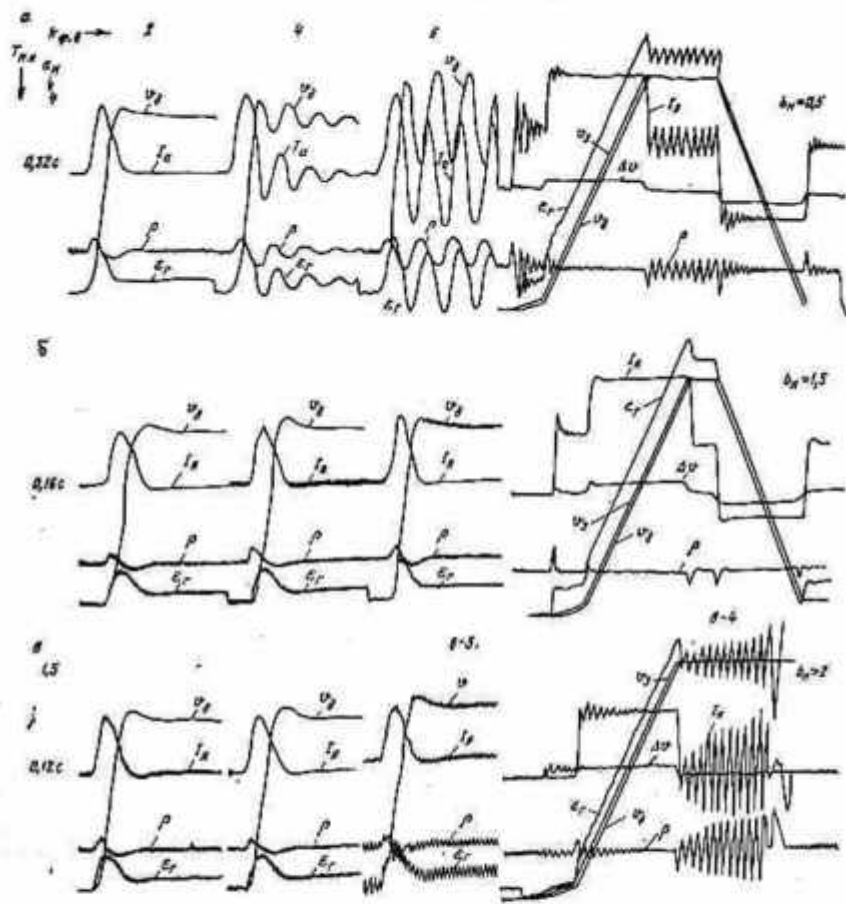


Рис. 2.6. Влияние на процессы в приводе Г—Д трехконтурной САУ—С изменения демпфирования контура напряжения ($T_{o.н} = T_r = 4$ с)

Далее рассматриваем процессы в контурах регулирования, напряжения, тока и скорости.

Контур регулирования напряжения генератора при изменении параметров $W_{z.н.н}(p)$ исследовались на ЭАВМ при характерных изменениях в $W_{p.н}(p)$ постоянных времени $T_{o.н} = b_n T_r$, $T_{n.н} = a_{n.н} T_n \times (a_{n.н} = a_n k_o k_n)$, а также коэффициента форсировки по напряжению возбуждения генератора $k_{ф.в.}$ Изменение процессов в контуре

регулирования U_r достаточно полно характеризуется коэффициентом форсировки $k_{ф.в}$ и отношением постоянных времени $T_{о.н}/T_{н.н}$.

На осциллограммах рис. 2.6, а, б, в показано влияние на процессы в приводе Г—Д с трехконтурной САУ—С изменения демпфирования контура напряжения с принятыми $W_{р.т}(p)$ и $W_{р.с}(p)$ по модульному оптимуму при подаче скачка U_3 и по программе $U_3(t)$ путем изменения параметров $W_{р.н}(p)$. Настройке при $a_n = 2$ ($T_{н.н} = 0,16$ с) соответствует процесс с $\sigma_{вн} = 5-7\%$ по рис. 2.6, б.

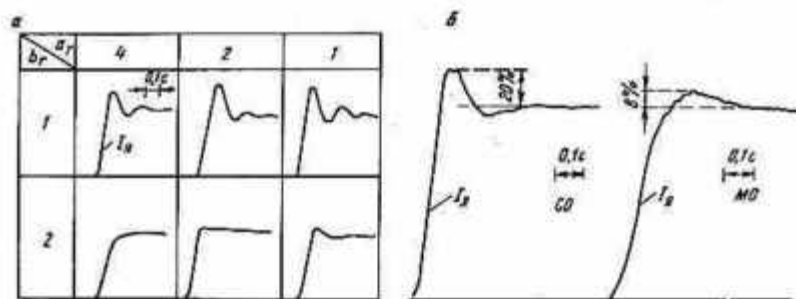


Рис. 2.7. Динамические процессы в контуре тока

С изменением $T_{н.н}$, при минимальном значении $a_n = 1,5$ и при $k_{ф.в} = 2$ процессы в контуре напряжения и САУ удовлетворительные. При $a_n < 1,5$ и $k_{ф.в} > 2$ в САУ возникают колебания (рис. 2.6, в-3, в-4). Аналогичные выводы следуют и при увеличении значения $T_{н.н}$.

При выборе параметров РТ и РС из условия настройки по модульному оптимуму МО изменение степени демпфирования контура регулирования U_r и форсировки возбуждения генератора приводит к возникновению в системе критических процессов, если принять $1,5 > a_n > 4$ и $k_{ф.в} \geq 4$. Колебания U_r , $I_{дн}$, v_d оказываются незатухающими как при реакции на скачок U_3 , так и при программном изменении задания.

По цикловым осциллограммам (рис. 2.6) выявлено также влияние на процессы отношения $b_n = T_{о.н}/T_r$. Неточность компенсации определяет возникновение незатухающих колебаний регулируемых параметров как при $T_{о.н}/T_r < 0,5-0,75$, так и для $T_{о.н}/T_r > 2$.

Контур регулирования тока. Процессы в контуре тока на скачок $U_{з.т}$ исследовались при изменении параметров $W_{р.т}(p)$.

Поле динамических процессов при различных настройках контура приведено на рис. 2.7, а. Характер переходных процессов зависит как от величины $b_t = T_{о.т}/T_n$, так и от a_t . При полной компенсации величины T_n регулятором тока ($b_t = 1$), но с увеличением a_t процесс изменения I_n становится колебательным и од-

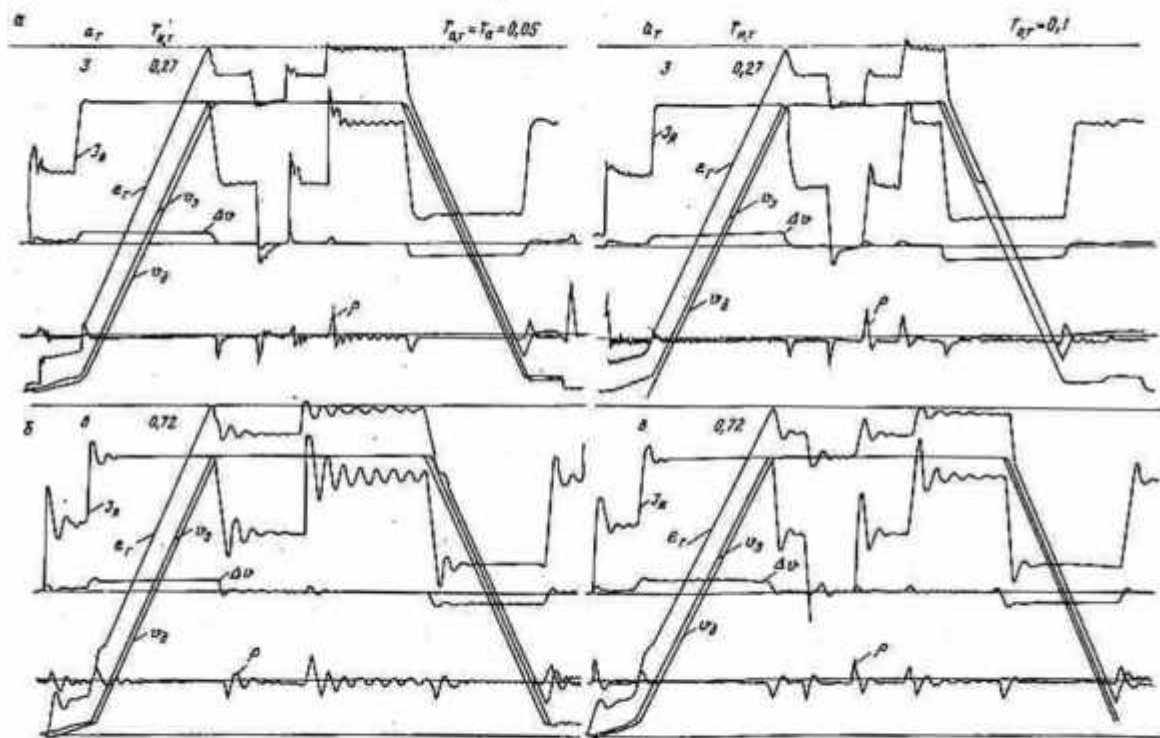


Рис. 2.8. Влияние на процессы в приводе Г—Д с САУ—С изменения параметров настройки регулятора тока при неизменных $W_{p, n}(\rho)$ и $W_{p, c}(\rho)$ в регуляторах напряжения и скорости

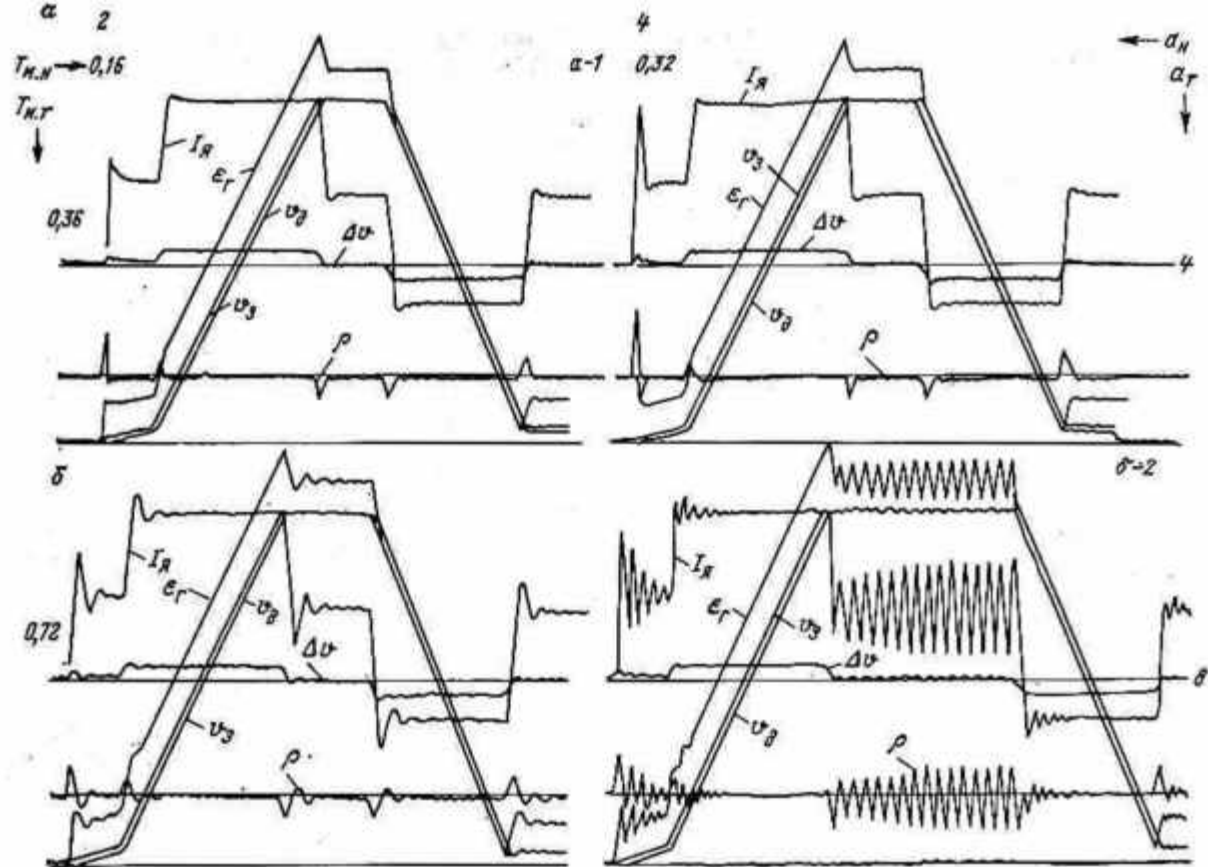


Рис. 2.9. Изменение демпфирования контура напряжения и тока ($T_{о.н} = T_r = 4$ с, $T_{н.т} = T_A = 0,05$ с)

новременно возрастает σ_{I_n} . Аналогичный вывод следует и при другом значении $b_\tau = 2$. Увеличение $T_{o,\tau}$ позволяет получить процесс реакции контура тока на скачок сигнала управления без перерегулирования. На рис. 2.7, б приведены осциллограммы процессов изменения I_n для настроек РТ, близких к модульному ($\sigma_{I_n} = 8\%$) и симметричному ($\sigma_{I_n} = 20\%$) оптимумам, с неизменной настройкой регулятора напряжения.

Результаты определения критических настроек РТ при неизменной настройке РН, РС по МО и программном U_s выражены (рис. 2.8) процессами изменения I_n в зависимости от величины a_τ и $T_{o,\tau}$. Настройке при $T_{o,\tau} = T_n = 0,05$ с, $a_n = 2$, $a'_\tau = 4$, $a'_c = 8$, $b'_c = 16$ соответствует процесс, близкий к настройке по МО (рис. 2.9, а, б), на рис. 2.8, а, б такой процесс характеризуется $\sigma_{I_n} = 8\%$.

Чем меньше a_τ и выше быстродействие контура тока, тем он меньше влияет на процессы в САУ—С, но при $T_{o,\tau} = T_n$ и $a'_\tau < 3 - 3,5$ ($a_\tau < 1,5 - 1,75$) процесс оказывается колебательным. Колебательность устраняется при $T_{o,\tau}/T_n \geq 2$, как это видно из рис. 2.8, а, б. Для получения более демпфированных процессов параметры РТ необходимо выбирать из условия, что $T_{o,\tau}$ несколько больше T_n . Наиболее быстрое плавное нарастание I_n достигается при $T_{o,\tau} = T_n$ и $a'_\tau = 6$ ($a_\tau = 3$). При выборе настройки РН и РС по МО возрастание a_τ определяет увеличение t_p , σ_{I_n} .

Демпфирование контуров напряжения и тока. При неизменной настройке РС изменение I_n при скачке $U_{s,\tau}$ определяется параметрами $W_{p,\tau}(p)$, $W_{p,n}(p)$ (рис. 2.9). Настройке РС, РТ, РН с $T_{o,n} = T_\tau$, $T_{o,\tau} = T_n$, $T_{o,c} = T_m$, $a_n = 2$, $a'_\tau = 4$, $a'_c = 8$, $b'_c = 16$ соответствуют процессы, показанные на рис. 2.9, а—1. При настройке РС по МО критические процессы — автоколебания I_n , u_n — возникают в САУ—С при одновременном увеличении демпфирования контуров напряжения и тока до $a_n = 4$, $a_\tau = 8$ (рис. 2.9, б—2). Увеличение $T_{o,\tau}$ и $T_{o,n}$ обеспечивает ускорение нарастания I_n и уменьшение σ_{I_n} .

Контур регулирования скорости. Проведение САУ—С при постоянстве коэффициентов настройки РН и РТ, но с изменением a_c , b_c в регуляторе скорости характеризуется полем процессов, приведенных на рис. 2.10, а, б. Настройке по МО соответствует процесс с $\sigma_{v_m} = 5 - 7\%$. Уменьшение $T_{n,c}$ увеличивает быстродействие САУ и приводит к увеличению σ_v . Зависимость $\sigma_v = f(a_c, b_c)$, $t_p = f(a_c, b_c)$ приведена на рис. 2.11. При $a_c = 8$ возрастание b_c определяет уменьшение σ_v и увеличение t_p . При постоянной величине b_c и увеличении a_c приводит к росту σ_v . Если РН, РТ настроены с $a_n = 2$, $a_\tau = 4$, то недопустимое перерегулирование возникает при $a_c > 12$. Колебательные процессы сохраняются при $a_c \leq 1,5$ ($a_c \leq 6$). При такой настройке колебания появляются как при изменении сигнала управления, так и момента нагрузки.

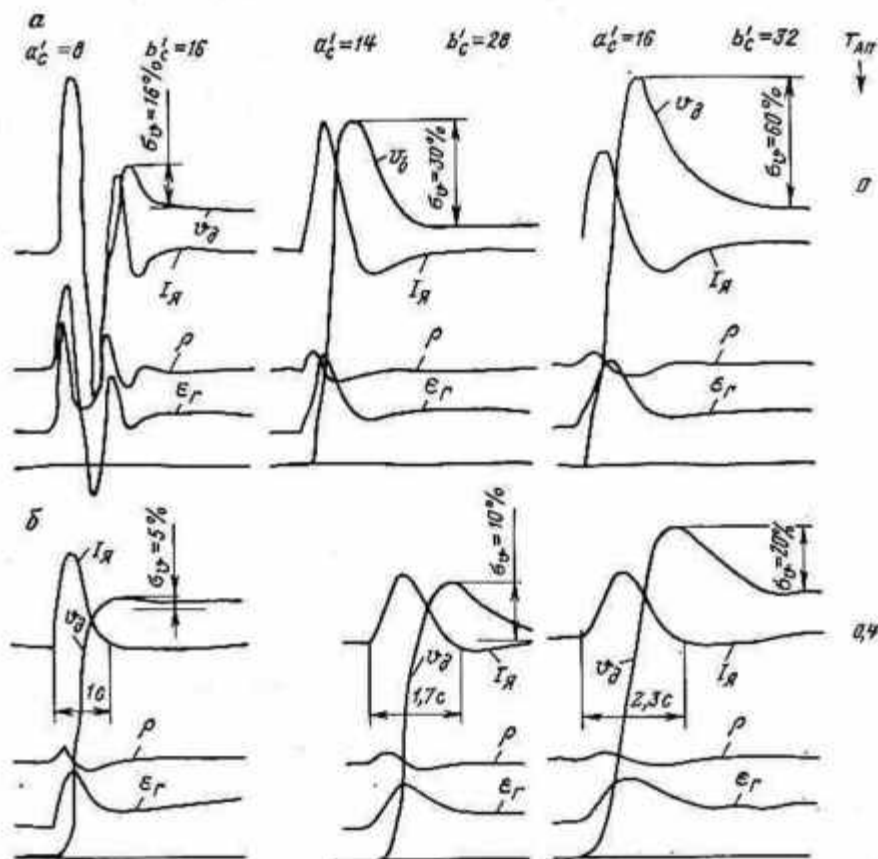


Рис. 2.10. Процессы в контуре скорости на скачок задания при изменении a'_c , b'_c в регуляторе скорости ($a_n = 2$, $a_T = 4$)

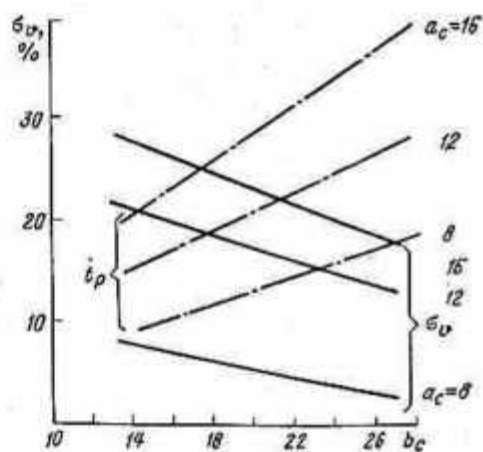


Рис. 2.11. Зависимость σ_v и I_p от коэффициентов демпфирования a_c и b_c контура скорости трехконтурной САУ—С

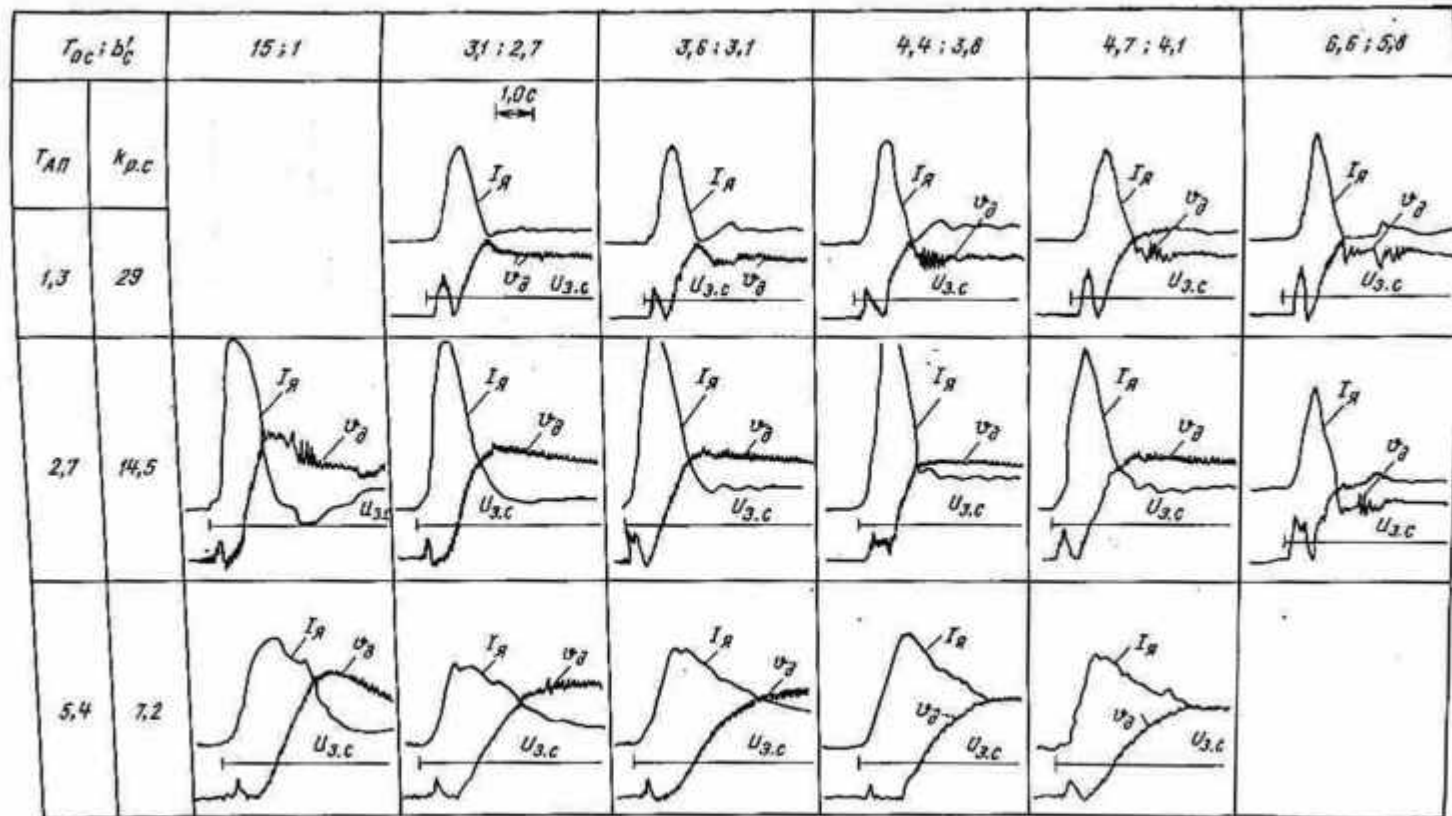


Рис. 2.12. Реакция на скачок входного напряжения трехконтурной САУ—С

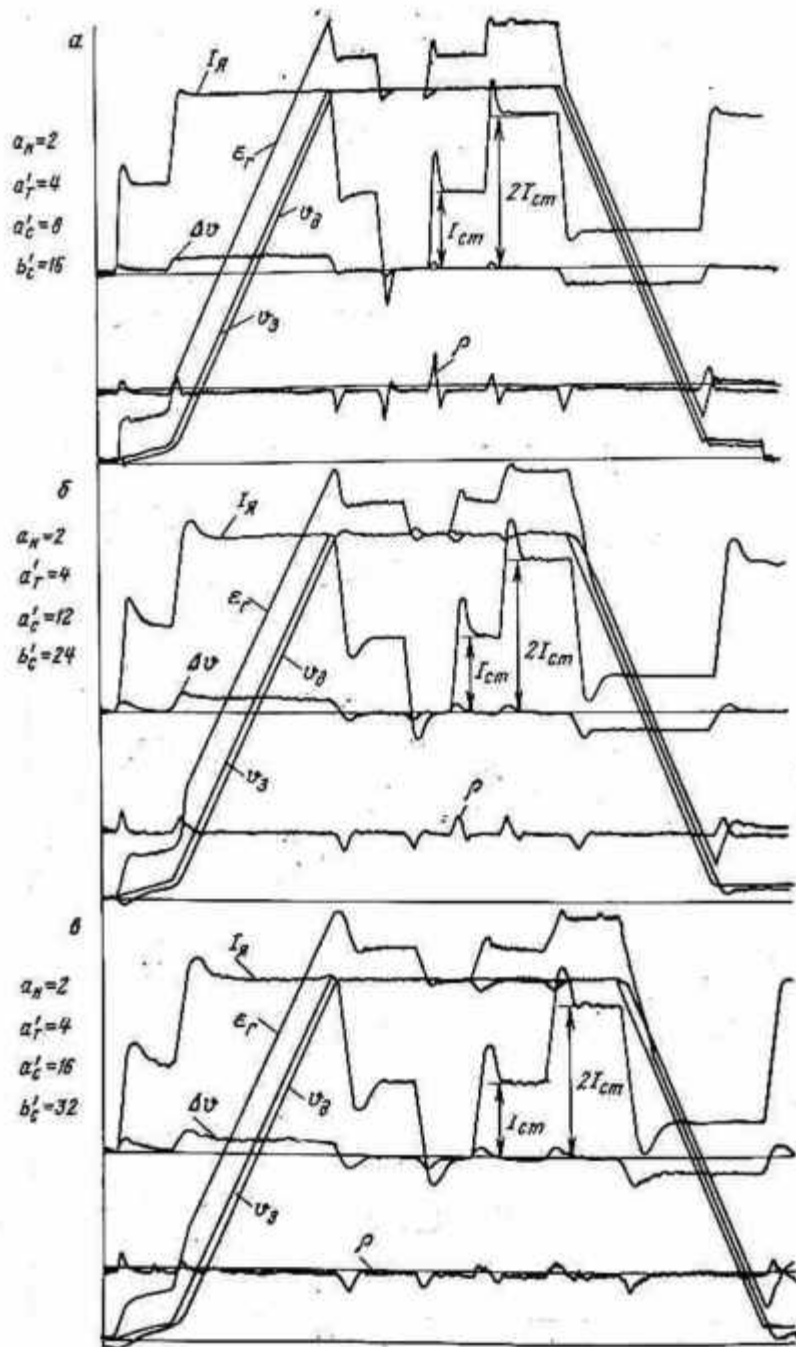


Рис. 2.13. Процессы в приводе при $T_M, T_r, T_K = \text{const}$ и изменении a_c', b_c' в регуляторе скорости

Исключение колебательности процессов достигается при уменьшении a_c с одновременным увеличением b_c .

На рис. 2.12 приведены осциллограммы реакции на скачок входного напряжения трехконтурной САУ—С (контура регулирования скорости) при изменениях настройки РС промышленного привода подъема с $T_r = 3,4$ с; $T_n = 0,05$ с; $T_m = 1,15$ с. Нагрузка привода машины изменялась от величины тормозного момента реактивного характера до величины, определяемой разностью конечных нагрузок ветвей канатов. При $T_{o,c} = T_m$ показано влияние $k_{p,c}$ и b'_c на переходный процесс изменения I_n и v_d . Уменьшение $k_{p,c}$ затягивает переходный процесс, уменьшает σ_{I_n} , σ_v . При $k_{p,c} = 7,2$, $b'_c = 3,8$ процесс по v_d протекает без перерегулирования. Увеличение $k_{p,c}$ до 14,5 и $b'_c = 3,8$ позволяет получить процесс по v_d без перерегулирования и с минимальным t_p , однако при этом недопустимо возрастает σ_{I_n} . Для всех настроек с $k_{p,c} = 29$ характерно перерегулирование v_d .

Осциллограммы процессов в приводе при программировании U_d и одновременном изменении демпфирования всех контуров приведены на рис. 2.13. Процесс (рис. 2.13, а) соответствует настройке РС с $a_n = 2$, $a'_r = 4$, $a'_c = 8$, $b'_c = 16$. При $a_n = 2$, $a'_r = 4$, $a'_c = 12$, $b'_c = 24$ (рис. 2.13, б) наблюдается перерегулирование в скорости. Дальнейшее увеличение σ_v происходит при настройке $a'_c = 16$, $b'_c = 36$ (рис. 2.13, в). При этом σ_v на максимальной скорости составляет 5—6 %, а на скорости дотягивания 40—50 %.

Определение критических и допустимых демпфированных настроек контуров регулирования и системы является основой выполнения нормализации настроек для ряда исполнений приводов подъемных машин (определения полей и пространств настроек).

2.3. Поле унифицированных настроек трехконтурной подчиненной системы управления скоростью

Анализ параметров ряда исполнений приводов системы Г—Д подъемных машин позволяет выявить ряд закономерностей изменения больших постоянных времени T_m , T_r , T_n , характеризующих процессы в приводе. Ряд отличается широким диапазоном изменения T_m , T_r , T_n : постоянная T_m уменьшается от $T_{m \max}$ до $T_{m \min}$ в 10 раз; T_r и T_n — примерно в 5 раз. Величины T_r и T_n примерно пропорциональны мощности и уменьшаются от $T_{r \max} = 4$ с и $T_{n \max} = 0,08$ с до $T_{r \min} = 0,8$ с; $T_{n \min} = 0,02$ с. В реальных исполнениях приводов пропорциональность T_r и T_n нарушается незначительно. Величина $T_{n \text{ ср}} = 0,032$ с оказывается практически совпадающей с малой некомпенсируемой постоянной времени T_μ , которая при применении магнитотранзисторной СИФУ составляет 0,025—0,03 с.

Так как $T_m \gg T_n$, $T_r \gg T_n$, $T_n \approx T_\mu$, то ряд исполнений приводов по табл. 2.1 можно представить в координатах T_m и T_r при $T_n = \text{const}$ в виде поля исполнений приводов, очерчиваемого ре-

альными пределами возможных T_m , T_r ($T_{я}$) (рис. 2.14). Наименьшее и наибольшее значение T_r определяются мощностями генераторов. Меньшей используемой мощности 500 кВт соответствует $T_{r \min} = 0,075$ с, которая очерчивает нижнюю границу поля. Наибольшим используемым мощностям генераторов 4000—5000 кВт соответствует $T_{r \max} = 4 \div 4,5$ с. Величина $T_{r \max}$ очерчивает верхнюю границу поля. Величины $T_{m \max}$ и $T_{m \min}$ определяются массивностью подъемных установок. Применение клетевых многоканатных установок с безредукторным приводом соответствует $T_{m \min} = 0,15$ с, скиповым подъемным машинам с БЦКБ и безредукторным приводом — $T_{m \max} \approx 1,1 \div 1,3$ с. Величина $T_{m \max} = 1,3$ с принята за правую границу реальных исполнений приводов. На практике исключается сочетание $T_{m \max}$ и $T_{r \min}$ или $T_{r \max}$ и $T_{m \min}$. Форма левой границы поля определяется реальностью сочетаний T_r и T_m . Возрастанию мощности соответствует и возрастание массивности подъемных установок при использовании наименее массивных многоканатных машин. Этому соответствует участок границы I — 2, I — 3, II — 2, II — 3 (рис. 2.14). Нереальными являются исполнения массивных подъемных машин с $T_m = 0,7 \div 0,3$ с при малой мощности привода с $T_r = 0,55 \div 1,5$ с. Поэтому нижняя граница поля выражена дополнительной линией III — 5, III — 4, V — 5, V — 4. Границы поля реальных исполнений подъемных машин имеют ошибку не более 10—15 %.

Таблица 2.1

Тип подъемной машины	Большие постоянные времена, с			№ группы унифицированной настройки
	T_m	T_r	$T_{я}$	
Многоканатная редукторная	0,06—0,28	0,8—0,25	0,02—0,03	I
	0,04—0,86			III
Многоканатная безредукторная	0,015—0,68	1,7—4,0	0,03—0,035	III
	0,05—0,24			II
Барabanная	0,04—0,25	1,7—4,0	0,03—0,05	I
Редукторная	0,015—0,045	1,7—4,0	0,04—0,06	II
	0,1—0,6			I
Барabanная безредукторная	0,25—0,6	2,5—4,0	0,04—0,08	III
	0,35—1,2			IV—VI

Унификация настроек регуляторов САУ — С предполагает сохранение одной настройки системы для различных подъемных установок с различными величинами T_m , T_r , $T_{я}$, но лежащими в пределах, при которых процессы сохраняются допустимыми для эксплуатации. Задача унификации настроек УБСР для ряда исполнений приводов решается методом математического моделирования на ЭВМ. Моделирование в абсолютных единицах требует перебора параметров всего ряда приводов, что приводит к большим затратам машинного времени и времени на перестройку коэффициентов мо-

дели. Значительное сокращение времени на моделирование и обработку результатов достигается введением в модель параметров в относительных единицах. Для удобства расчета коэффициентов за базовую установку принята установка с $T_{гв} = 1$ с, $T_{мв} = 1$ с. Возможность применения оптимальной настройки УБСР по исходным данным одного исполнения привода для других установок с отличающимися параметрами от исходных определяется допустимостью качественных отклонений процессов из технологических условий работы. Разбивка поля исполнений приводов на группы

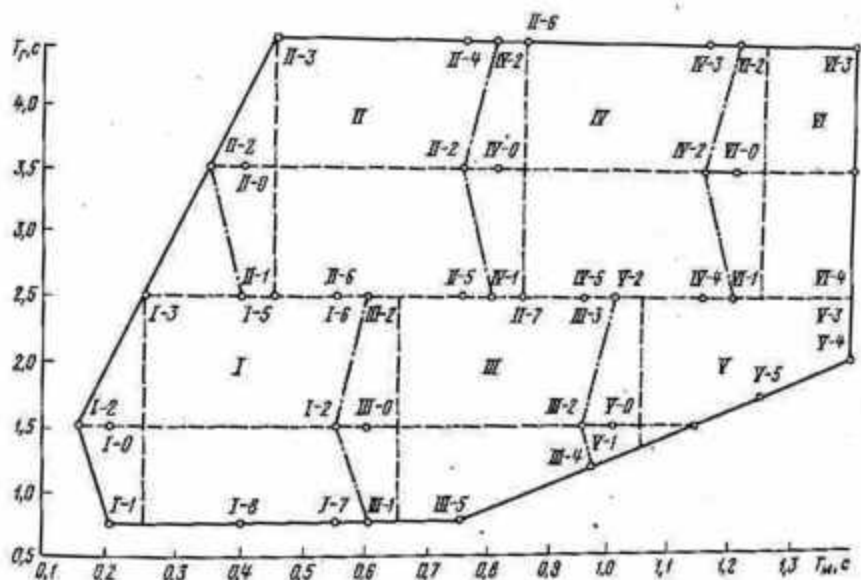


Рис. 2.14. Поле унифицированных настроек подчиненных систем управления скоростью

должна быть произведена из условий обеспечения допустимых процессов: отсутствия (или ограничения) перерегулирования скорости, отсутствия колебаний тока якоря, ограничения времени восстановления скорости при набросе нагрузки величиной не более 2 с. При этом за основные оценочные показатели могут быть приняты величины перерегулирования тока и скорости.

Условия выбора параметров УБСР должны содержать требование ограничения перерегулирования u_m величиной $\sigma_{u_m} \leq 2,5 \div 3$ %. При этом u_m с учетом σ_{u_m} оказывается ниже уставки на срабатывание $1,15 u_m$ электрического ограничителя скорости.

Перерегулирование на скорости дотягивания при использовании статической САУ будет определяться также диапазоном регулирования скорости D :

$$\sigma_{\text{доп}} = \sigma_{u_m} D = (2,5 \div 3) 20 = 50 \div 60 \%$$

Допустимыми величинами перерегулирования скорости принимаются: максимальной $\sigma_{v_m} \leq 2,5 \div 3 \%$, дотягивания $\sigma_{v_{доп}} \leq 50 \%$.

Построение полей унифицированных настроек выполняют начиная с точки $I - 0$ с настройкой по МО (для привода с $T_{м.о} = 0,2$ с; $T_{г.о} = 1,5$ с). Затем при различных $T_r = 0,7 \div 2,5$ с изменяли величину T_m до тех пор, пока выполнялись условия по качественным показателям управления. Область исполнения приводов, выбранная из этих условий, является областью (подгруппой ряда), в которой настройка регуляторов остается неизменной. Поле исполнений приводов разбивается на области I, II, III, IV, V, VI унифицированных настроек регуляторов, выполненных по значениям «больших» постоянных времени одной точки каждой области: $I - 0$, $II - 0$, $III - 0$, $IV - 0$, $V - 0$, $VI - 0$. Процессы в этих точках аналогичны друг другу и соответствуют настройке регуляторов по МО. Область II ограничивается точками $II - 1, 2, 3, 4, 6, 7, 5$. Другие области ограничиваются аналогично. Разбивка на области производится с учетом перекрытия подгрупп порядка 15—20 %. Перекрытие принято по возможной ошибке определения больших постоянных времени. Если параметры T_m и T_r проектируемой установки попадают в зону перекрытия (15—20 %), то уставки регуляторов можно настраивать на оптимум любой из перекрывающихся областей.

Разделение поля на области с перекрытием по T_m с учетом возможных ошибок расчетного определения T_r и T_m показано на рис. 2.14 жирной штриховой линией.

Могут быть выбраны любые контрольные точки разных групп (областей) исполнения приводов, для которых отклонения значений T_m и T_r от оптимальных модульных являются постоянными, например:

$$\Delta T_{rI-3} = T_{rI-3} - T_{rI-0} = \Delta T_{rIII-0} = \Delta T_{rV-2} = 1 \text{ с};$$

$$\Delta T_{rII-3} = T_{rII-3} - T_{rII-0} = \Delta T_{rIV-2} = \Delta T_{rVI-2} = 1 \text{ с};$$

$$\Delta T_{mIV-2} = \Delta T_{mVI-2} = \Delta T_{mIII-2} = \Delta T_{mV-2} = 0;$$

$$\Delta T_{mII-3} = T_{mII-3} - T_{mII-0} = \Delta T_{mI-3} = 0,05 \text{ с}.$$

Процессы в этих точках отличаются определенными закономерностями.

На рис. 2.15 приводятся осциллограммы процессов изменения скорости привода при скачке U_3 для контрольных точек области I. Рассмотрение процессов показывает, что при $T_m = \text{const}$ величина σ_{I_n} оказывается меньшей при меньшем значении T_r . Рост T_r соответствует увеличению $I_{пук.}$ Время регулирования при реакции на скачок возмущающего воздействия сохраняется постоянным. Определяющим параметром для изменения характера процесса является T_m . При $T_r = \text{const}$ возрастает σ_{I_n} пропорционально

увеличению T_M . Аналогичный качественный вид процессов характерен для контрольных точек других областей.

На рис. 2.16 приведено сравнение процессов по I_n в контрольных точках разных областей наложением процессов в одних координатах.

При разбивке поля исполнения приводов на группы унифицированных настроек используют одну диаграмму (см. рис. 2.14)

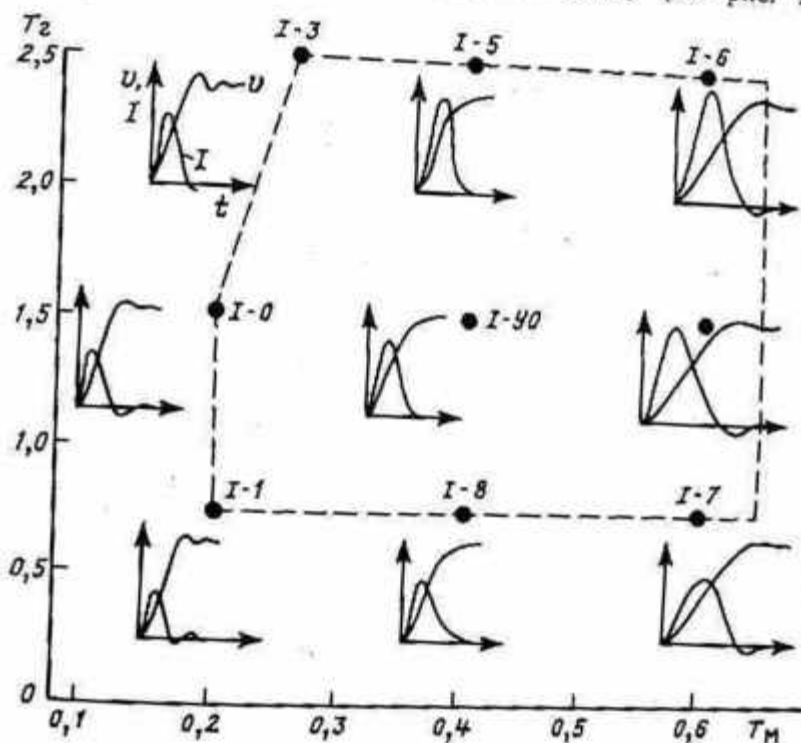


Рис. 2.15. Процессы изменения скорости привода при скачке $U_{d.c}$ для контрольных точек I (см. рис. 2.14) группы исполнения приводов, характеризующихся $T_T = 0,75 \div 2,5$ с, $T_M = 0,17 \div 0,55$ с, и с настройкой САУ по МО по параметрам точки $I-0$

как для трехконтурной, так и для двухконтурной САУ ввиду малого отличия процессов на границе каждой области. Уставки регуляторов в абсолютных единицах, представляющие унифицированную настройку САУ—С для каждой области исполнения приводов, приведены в табл. 2.2. Пользуясь таблицей и графиком, можно определить унифицированные уставки регуляторов для проектируемой системы. Например, привод подъемной установки с $T_M = 0,6$ с, $T_T = 3$ с, $T_n = 0,04$ с по диаграмме рис. 2.14 относится к области III. Зная номер области, по таблице можно определить уставки регуляторов.

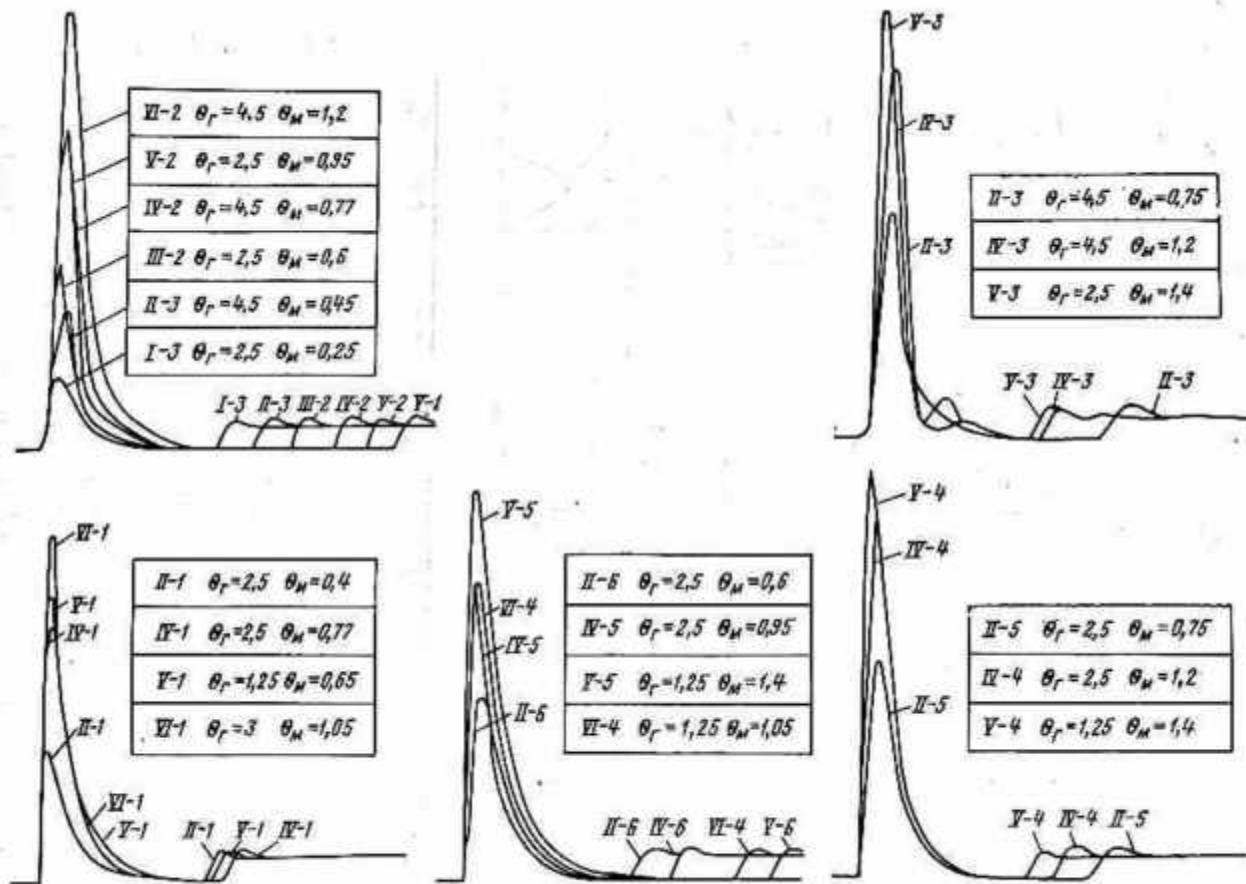


Рис. 2.16. Сравнительные осциллограммы процессов изменения тока якоря в контрольных точках всех групп исполнений приводов Г—Д подъемных машин

№ группы	$R_{эл}=R_0 (k)$	$R_{эл}$	$C_{эл}=C_t$	$C_{эл}$
Двухконтурная система РС — ПИ, РТ — ПИД				
Регулятор тока РТ				
I	80	308	0,12	1
II	160	686	0,12	1
III	240	924	0,12	1
IV	320	1372	0,12	1
Регулятор скорости РС				
I	5,65	155	—	1
II	5,65	310	—	1
III	6,0	465	—	1
IV	6,0	620	—	1
Трехконтурная система РС — ПИ, РТ — ПИ, РН — ПИ				
Регулятор напряжения РН				
I, III, V	40	800	—	3
II, IV, VI	70	1360	—	3
Регулятор тока РТ				
I, III, V	600 (300)	60	—	1
II, IV, VI	800 (400)	80	—	1
Регулятор скорости РС				
$T_m (с)$				
I 0,2	20	100	—	2
II 0,4	40	200	—	2
III 0,6	60	300	—	2
IV 0,8	80	400	—	2
V 1,0	100	500	—	2
VI 1,2	120	600	—	2

2.4. Описание динамических процессов в канате

Проектирование САУ режимами работы рудничных подъемных установок связано с решением ряда сложных проблем. Одна из них заключается в учете подъемного каната, представляющего собой упругий элемент с распределенной по его длине массой. В общем случае канат является сложным звеном и учесть все его свойства при синтезе САУ не представляется возможным. Принимая некоторые допущения, можно достичь значительного упрощения задачи учета подъемного каната, как динамического звена в САУ режимами работы подъемной установки.

При описании динамических процессов можно не учитывать такие второстепенные факторы, как неравномерность распределения массы по длине каната, обусловленную деформацией от собственного веса, силами внутреннего трения в канате, так как фак-

торы демпфирования за счет двигателя и трения подъемного сосуда о направляющие минимум на порядок превосходят силы внутреннего трения, также можно пренебречь поперечными колебаниями каната. В связи с тем, что наибольшее влияние на процессы в системе оказывает груженная ветвь каната при расположении сосуда в крайнем нижнем положении, а длительность переходного режима, имеющего место при разгоне, незначительна, то можно пренебречь изменением длины отвеса каната за счет навивки его

на барабан и допустить, что жесткость каната в интервале времени разгона остается неизменной.

С учетом указанных допущений расчетную схему механической части подъемной установки можно представить двумя приведенными сосредоточенными массами, соединенными между собой идеально упругим стержнем (рис. 2.17, а). Согласно такой расчетной схеме динамика каната описывается известным волновым уравнением

$$\frac{\partial^2 h(x, t)}{\partial t^2} = v_0^2 \frac{\partial^2 h(x, t)}{\partial x^2}, \quad (2.35)$$

Рис. 2.17. Расчетные схемы механической системы

где t — время; x — лагранжевая координата сечения; $h(x, t)$ — перемещение сечения с координатой из положения равновесия; v_0 — скорость распространения волны упругой продольной деформации.

Уравнение динамики для верхней и нижней масс:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \frac{d^2 h_1}{dt^2} &= F_b - F_1; \\ m_2 \frac{d^2 h_2}{dt^2} &= F_n - F_2, \end{aligned} \right\} \quad (2.36)$$

где m_1, m_2, h_1, h_2 — соответственно верхняя и нижняя массы и их переменные; F_1, F_2 — усилия в верхнем и нижнем сечениях каната; F_b, F_n — внешние усилия, воздействующие на верхнюю и нижнюю массы.

Из условия непрерывности получаем

$$\left. \begin{aligned} h(x, t) \Big|_{x=0} &= h_2; \\ h(x, t) \Big|_{x=H} &= h_1. \end{aligned} \right\} \quad (2.37)$$

Примем за базовые следующие величины: суммарную приведенную массу $m = m_1 + m_2 + m_k$; высоту подъема H_n ; время прохождения волны упругой продольной деформации по длине каната t_0 , а также учтем следующие соотношения и обозначения:

$m_k = \rho l$ — масса всего каната; $C_k = \frac{E_k S_k}{l}$ — жесткость каната;

$v_0 = \sqrt{\frac{E_k S_k}{m_{k1}}}$ — скорость распространения волны упругой продольной деформации; $R = \sqrt{m_{k1} E_k S_k}$ — волновое сопротивление; $t_0 = \frac{l}{v_0}$ — время распространения волны упругой деформации; l — длина грузовой ветви каната; m_{k1} — масса единицы длины каната; S_k — поперечное сечение каната; E_k — модуль упругости каната.

Запишем уравнения (2.35) — (2.37) в относительных единицах:

$$\frac{\partial^2 h(\xi, \tau)}{\partial \tau^2} = \frac{\partial^2 h(\xi, \tau)}{\partial \xi^2}; \quad (2.38)$$

$$\left. \begin{aligned} \mu_1 \frac{d^2 h_1}{d\tau^2} &= f_B - f_1; \\ \mu_2 \frac{d^2 h_2}{d\tau^2} &= f_k - f_2; \end{aligned} \right\} \quad (2.39)$$

$$\left. \begin{aligned} h(\xi, \tau) \Big|_{\xi=0} &= h_2; \\ h(\xi, \tau) \Big|_{\xi=1} &= h_1. \end{aligned} \right\} \quad (2.40)$$

Применительно к рассматриваемой системе

$$\left. \begin{aligned} f_1 &= \mu_k \frac{\partial h(\xi, \tau)}{\partial \xi} \Big|_{\xi=1}; \\ f_2 &= \mu_k \frac{\partial h(\xi, \tau)}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0}. \end{aligned} \right\} \quad (2.41)$$

Рассмотрим процессы в системе при одном внешнем воздействии на нее, а именно, движущего усилия, развиваемого приводом и воздействующего на верхнюю массу, т. е.:

$$\left. \begin{aligned} f_B &= f_{dB}(\tau); \\ f_k &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.42)$$

Применяя к уравнению (2.38) преобразование Лапласа, при нулевых начальных условиях получаем

$$\frac{\partial^2 \bar{h}(\xi, p)}{\partial \xi^2} - p^2 \bar{h}(\xi, p) = 0. \quad (2.43)$$

Общее решение этого уравнения

$$\bar{h}(\xi, p) = C_1(p) e^{p\xi} + C_2(p) e^{-p\xi}. \quad (2.44)$$

$$\frac{\partial \bar{h}(\xi, p)}{\partial \xi} = p [C_1(p) e^{p\xi} + C_2(p) e^{-p\xi}], \quad (2.45)$$

где $C_1(p)$ и $C_2(p)$ — постоянные интегрирования по ξ , зависящие от граничных условий.

Выражения (2.44) и (2.45) справедливы для любого сечения, включая и граничные. Следовательно, можно записать следующие соотношения:

для нижнего сечения ($\xi = 0$)

$$\bar{h}(0, \rho) = C_1(\rho) + C_2(\rho); \quad (2.46)$$

$$\frac{\partial \bar{h}(0, \rho)}{\partial \xi} = \rho [C_1(\rho) + C_2(\rho)]; \quad (2.47)$$

для верхнего сечения ($\xi = 1$)

$$\bar{h}(1, \rho) = C_1(\rho) e^\rho + C_2(\rho) e^{-\rho}; \quad (2.48)$$

$$\frac{\partial \bar{h}(1, \rho)}{\partial \xi} = \rho [C_1(\rho) e^\rho + C_2(\rho) e^{-\rho}]. \quad (2.49)$$

На основании (2.38) — (2.47) имеем

$$\left. \begin{aligned} \mu_1 \rho^2 \bar{h}(1, \rho) &= f_{\text{дв}}(\rho) - \mu_k \frac{\partial \bar{h}(1, \rho)}{\partial \xi}; \\ \mu_2 \rho^2 \bar{h}(0, \rho) &= \mu_k \frac{\partial \bar{h}(0, \rho)}{\partial \xi}. \end{aligned} \right\} \quad (2.50)$$

Решая систему (2.50) с учетом (2.39) — (2.49) относительно постоянных интегрирования $C_1(\rho)$ и $C_2(\rho)$, а также учитывая, что

$$\bar{f}(\xi, \rho) = \mu_k \frac{\partial \bar{h}(\xi, \rho)}{\partial \xi}, \quad (2.51)$$

получаем изображение упругого усилия в любом сечении каната:

$$\begin{aligned} \bar{f}(\xi, \rho) &= f_{\text{дв}}(\rho) \mu_k \times \\ &\times \frac{(\mu_k + \mu_2 \rho) e^{\xi \rho} - (\mu_k + \mu_1 \rho) e^{-\xi \rho}}{(\mu_k + \mu_1 \rho) (\mu_k + \mu_2 \rho) e^\rho - (\mu_k - \mu_1 \rho) (\mu_k - \mu_2 \rho) e^{-\rho}}. \end{aligned} \quad (2.52)$$

Тогда передаточные функции механической части подъемной установки относительно усилий соответственно в верхнем и нижнем сечениях каната запишем в виде

$$W_1(\rho) = \frac{f_1(\rho)}{f_{\text{дв}}(\rho)} = \mu_k \frac{(\mu_k + \mu_2 \rho) e^\rho - (\mu_k - \mu_1 \rho) e^{-\rho}}{(\mu_k + \mu_1 \rho) (\mu_k + \mu_2 \rho) e^\rho - (\mu_k - \mu_1 \rho) (\mu_k - \mu_2 \rho) e^{-\rho}}; \quad (2.53)$$

$$\begin{aligned} W_2(\rho) &= \frac{f_2(\rho)}{f_{\text{дв}}(\rho)} = \\ &= \mu_k \frac{2\mu_2 \rho}{(\mu_k + \mu_1 \rho) (\mu_k + \mu_2 \rho) e^\rho - (\mu_k - \mu_1 \rho) (\mu_k - \mu_2 \rho) e^{-\rho}}. \end{aligned} \quad (2.54)$$

Соответствующие этим передаточным функциям вещественные частотные характеристики

$$\rho_1(\omega^*) = \frac{(\mu_k \sin \omega^* + \omega^* \mu_2 \cos \omega^*)^2 + \left[\left(\mu_k - \omega^{*2} \frac{\mu_1 \mu_2}{\mu_k} \right) \sin \omega^* + \omega^* (\mu_1 + \frac{\omega^* \mu_1}{2\mu_k} (\mu_k^2 - \omega^{*2} \mu_2^2)) \sin 2\omega^* + \mu_1 \mu_2 \omega^{*2} \cos 2\omega^* + \mu_2 \cos \omega^* \right]^2}{\mu_2 \omega^{*2}} \quad (2.55)$$

$$\rho_2(\omega^*) = \frac{\mu_2 \omega^{*2}}{\left[\left(\mu_k - \omega^{*2} \frac{\mu_1 \mu_2}{\mu_k} \right) \sin \omega^* + \omega^* (\mu_1 + \mu_2) \cos \omega^* \right]^2} \quad (2.56)$$

Анализ системы по полученным передаточным функциям и вещественным частотным характеристикам с использованием известных частотных методов не представляет сложности. Гораздо сложнее задача синтеза САУ, в структуру которой входит звено с передаточной функцией, являющейся трансцендентной по оператору преобразования. В связи с этим при синтезе САУ, когда необходимо учесть канат, как упругую весомую связь в механической части подъемной установки, принимают более упрощенную расчетную схему, в которой канат представляется сосредоточенной массой, связанной с двумя другими сосредоточенными массами через эквивалентные упругие связи. В соответствии с таким представлением вся механическая часть подъемной установки сводится к трехмассовой системе (рис. 2.17, б), динамические процессы в которой описываются системой дифференциальных уравнений. Эти уравнения в относительных единицах запишем в виде

$$\left. \begin{aligned} \mu_1 \frac{d^2 h_1'}{dt^2} &= f_3 - f_1'; \\ \mu_k \frac{d^2 h_2'}{dt^2} &= f_1' - f_2'; \\ \mu_3 \frac{d^2 h_3'}{dt^2} &= f_2' - f_k' \end{aligned} \right\} \quad (2.57)$$

где f_1' и f_2' — усилия соответственно в верхней и нижней эквивалентных упругих связях.

Представив уравнения (2.57) в операторной форме и приняв условия (2.42), получим передаточные функции механической части по отношению к усилиям в верхней и нижней упругих связях:

$$W_1(p) = \frac{f_1'(p)}{f_{\text{вн}}(p)} = \frac{2\mu_k(p^2 + 2b)}{\mu_1(p^2 + \theta_1^2)(p^2 + \theta_2^2)} \quad (2.58)$$

$$W_2(p) = \frac{f_2'(p)}{f_{\text{до}}(p)} = \frac{4\mu_k}{\mu_1(p^2 + \theta_1^2)(p^2 + \theta_2^2)}, \quad (2.59)$$

где

$$\theta_1^2 = a + b - \sqrt{(a-b)^2 + 4};$$

$$\theta_2^2 = a + b + \sqrt{(a-b)^2 + 4};$$

$$a = \frac{\mu_k}{\mu_1} + 1; \quad b = \frac{\mu_k}{\mu_2} + 1.$$

Соответственно этим передаточным функциям вещественные частотные характеристики запишутся в виде

$$\rho_1'(\omega^*) = \frac{\mu_k + \mu_2 \left(1 - \frac{\omega^{*2}}{3}\right)}{\frac{\mu_1 \mu_2}{\mu_k} \frac{\omega^{*4}}{4} - \left(\mu_1 + \mu_2 + 2 \frac{\mu_1 \mu_2}{\mu_k}\right) \frac{\omega^{*2}}{2} + 1}; \quad (2.60)$$

$$\rho_2'(\omega^*) = \frac{\mu_2}{\frac{\mu_1 \mu_2}{\mu_k} \frac{\omega^{*4}}{4} - \left(\mu_1 + \mu_2 + 2 \frac{\mu_1 \mu_2}{\mu_k}\right) \frac{\omega^{*2}}{2} + 1}. \quad (2.61)$$

По полученным выражениям (2.56)–(2.61) рассчитаны вещественные частотные характеристики при различных значениях высоты подъема. Амплитудно-частотные характеристики по усилию в верхнем (а) и нижнем (б) сечениях приведены на рис. 2.18. Анализ характеристики показывает, что переходные процессы в обоих случаях носят колебательный характер. При этом очень незначительное расхождение наблюдается между частотами основной гармоник, что также подтверждается приведенными на рис. 2.19 графиками изменения усилий, рассчитанными для верхнего и нижнего сечений.

На основании полученных результатов можно сделать предварительный вывод о том, что синтез автоматического регулирования с учетом упругих свойств каната можно осуществлять с использованием характеристик упрощенной трехмассовой системы. Однако для окончательного вывода необходимо оценить влияние высших гармоник на качество переходного процесса в системе автоматического регулирования в целом. Для этого проведем исследование переходных процессов в системе автоматического регулирования, представляя механическую часть установки двумя вариантами согласно принятым расчетным схемам.

Рис. 2.18. Амплитудно-частотные характеристики:

a — по усилию в верхнем сечении; *б* — по усилию в нижнем сечении; — системы с распределенной массой; - - - трехмассовая система при высотах подъема
 I — 200 м; II — 700 м; III — 1500 м

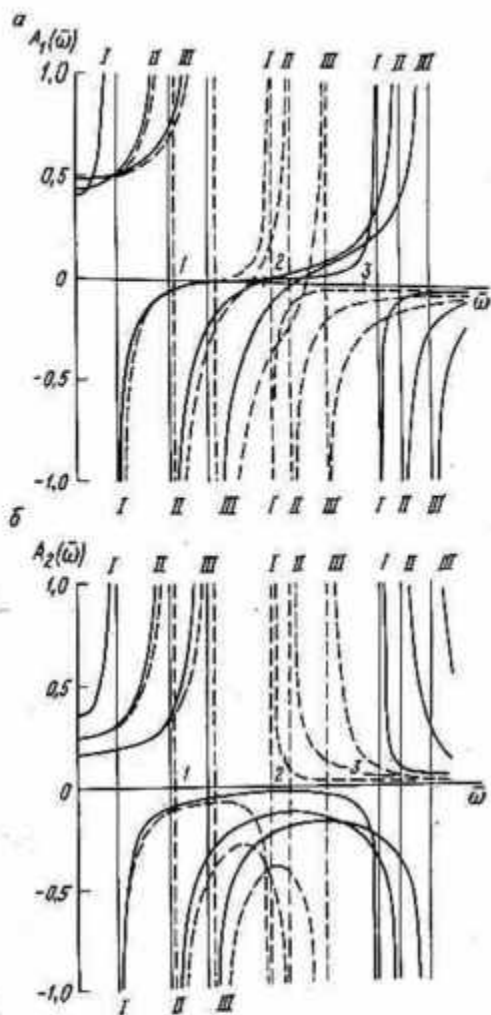
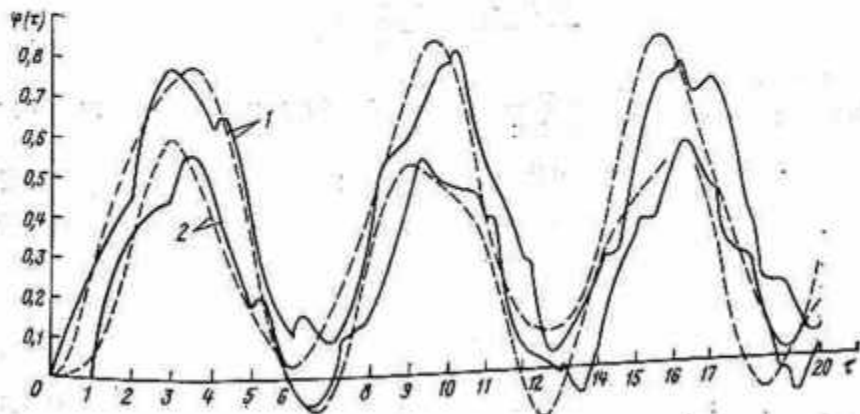


Рис. 2.19. Графики изменения усилий при высоте подъема 1000 м:

1 — в верхнем сечении; 2 — в нижнем сечении



2.5. Анализ динамических процессов с учетом упругих свойств каната

При анализе степени автоматического регулирования в целом с учетом каната как звена с распределенными параметрами целесообразно ввести в рассмотрение скорость перемещения сечения каната с координатой, выражение для которой в относительных единицах можно записать в виде

$$v(\xi, \tau) = \frac{\partial h(\xi, \tau)}{\partial \tau}. \quad (2.62)$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau} f(\xi, \tau) = \frac{\partial}{\partial \tau} \left\{ \mu_k \frac{\partial h(\xi, \tau)}{\partial \xi} \right\}. \quad (2.63)$$

Так как операции дифференцирования по временной и пространственной переменной в правой части (2.63) коммутативны, то с учетом (2.62) понизим порядок уравнения (2.38) и получим другую известную форму записи волнового уравнения

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial v(\xi, \tau)}{\partial \tau} &= \frac{1}{\mu_k} \frac{\partial f(\xi, \tau)}{\partial \xi}, \\ \frac{\partial f(\xi, \tau)}{\partial \tau} &= \mu_k \frac{\partial v(\xi, \tau)}{\partial \xi}. \end{aligned} \right\} \quad (2.64)$$

Введем две новые переменные, представляющие собой линейные комбинации усилия и скорости:

$$\sigma(\xi, \tau) = f(\xi, \tau) + \mu_k v(\xi, \tau); \quad (2.65)$$

$$\delta(\xi, \tau) = f(\xi, \tau) - \mu_k v(\xi, \tau). \quad (2.66)$$

Дифференцируя (2.65) и (2.66) по времени с учетом системы (2.64), приходим к уравнениям

$$\frac{\partial \sigma(\xi, \tau)}{\partial \tau} = \frac{\partial \sigma(\xi, \tau)}{\partial \xi}; \quad (2.67)$$

$$\frac{\partial \delta(\xi, \tau)}{\partial \tau} = -\frac{\partial \delta(\xi, \tau)}{\partial \xi}. \quad (2.68)$$

Общее решение этих уравнений в операторной форме при нулевых начальных условиях:

$$\bar{\sigma}(\xi, \rho) = C_1(\rho) e^{\rho \xi}; \quad (2.69)$$

$$\bar{\delta}(\xi, \rho) = C_2(\rho) e^{-\rho \xi}. \quad (2.70)$$

Из этих уравнений получим:
для нижнего сечения ($\xi = 0$)

$$\bar{\sigma}(\xi, \rho) = C_1(\rho); \quad (2.71)$$

$$\bar{\delta}(\xi, \rho) = C_2(\rho); \quad (2.72)$$

для верхнего сечения ($\xi = 1$)

$$\bar{\sigma}(\xi, \rho) = C_1(\rho) e^{\rho}; \quad (2.73)$$

$$\bar{\delta}(\xi, \rho) = C_2(\rho) e^{-\rho}. \quad (2.74)$$

Сравнивая (2.71) с (2.73) и (2.72) с (2.74), получим следующие соотношения:

$$\bar{\sigma}(0, \rho) = \bar{\sigma}(1, \rho) e^{-\rho}; \quad (2.75)$$

$$\bar{\delta}(0, \rho) = \bar{\delta}(1, \rho) e^{-\rho}. \quad (2.76)$$

Таким образом, введением новых переменных канат в расчетной схеме (см. рис. 2.17) сводится к звену с чистым запаздыванием, что позволяет применить для расчета переходных процессов простой и наглядный метод, заключающийся в решении системы дифференциальных уравнений, приведенных к виду, удобному для численного решения (форма Коши).

Для этого записывают уравнения динамики в виде

$$\left. \begin{aligned} \frac{dh_1}{d\tau} &= v_1; \\ \mu_1 \frac{dv_1}{d\tau} &= f_n - f_1; \\ \frac{dh_2}{d\tau} &= v_2; \\ \mu_2 \frac{dv_2}{d\tau} &= f_n - f_2. \end{aligned} \right\} \quad (2.77)$$

Из (2.65) и (2.66) следует

$$f_1 = \delta(1, \tau) + \mu_k v_1; \quad (2.78)$$

$$f_2 = \sigma(0, \tau) - \mu_k v_2. \quad (2.79)$$

С учетом оригиналов выражений (2.78) и (2.79) система уравнений (2.77) запишется в следующем виде, удобном для решения на ЭЦВМ:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dh_1}{d\tau} &= v_1; \\ \frac{\partial v_1}{\partial \tau} &= \frac{1}{\mu_1} (f_n - \mu_k v_1 - \delta(0, \tau - 1)); \\ \frac{dh_2}{d\tau} &= v_2; \\ \frac{dv_2}{d\tau} &= \frac{1}{\mu_2} (f_n - \mu_k v_2 + \sigma(1, \tau - 1)). \end{aligned} \right\} \quad (2.80)$$

Дополнив полученную систему уравнений, описывающих динамические процессы в механической части подъемной установки, системой дифференциальных уравнений, отражающих процессы в электрической части, а также учтя начальные условия, можно

с помощью ЭЦВМ моделировать процессы в замкнутой системе регулирования в различных режимах работы.

В операторной форме система уравнений (2.80) запишется в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \rho \bar{h}_1(\rho) &= \bar{v}_1(\rho); \\ \mu_1 \rho \bar{v}_1(\rho) &= f_a(\rho) - \mu_k \bar{v}_1(\rho) - \bar{\delta}(0, \rho) e^{-\rho}; \\ \rho \bar{h}_2(\rho) &= \bar{v}_2(\rho); \\ \mu_2 \rho \bar{v}_2(\rho) &= f_n(\rho) - \mu_k \bar{v}_2(\rho) + \bar{\sigma}(1, \rho) e^{-\rho}. \end{aligned} \right\} \quad (2.81)$$

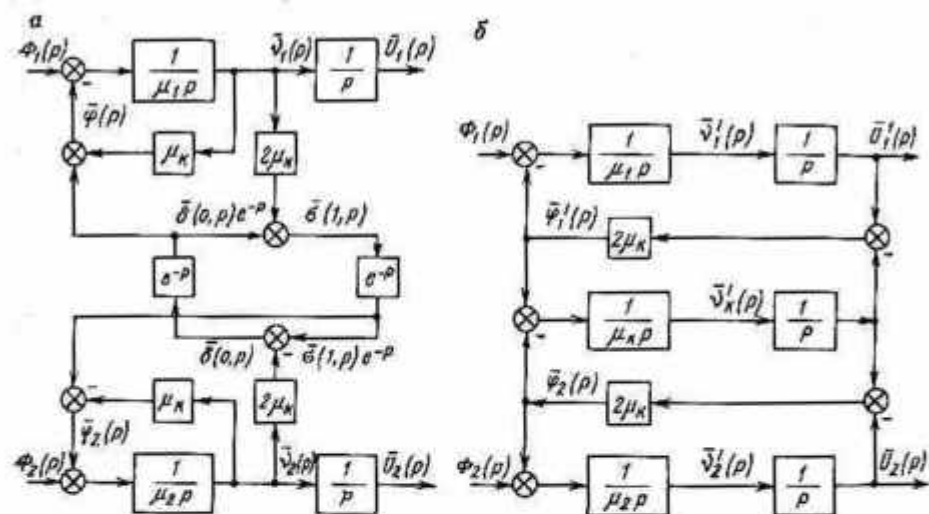


Рис. 2.20. Структурные схемы механической системы:
 а — с распределенной массой; б — трехмассовая

На основании (2.65) и (2.66) с учетом (2.75) и (2.76) можно записать следующие соотношения:

$$\bar{\sigma}(1, \rho) = \bar{\delta}(0, \rho) e^{-\rho} + 2\mu_k \bar{v}_1(\rho); \quad (2.82)$$

$$\bar{\delta}(0, \rho) = \bar{\sigma}(1, \rho) e^{-\rho} - 2\mu_k \bar{v}_2(\rho). \quad (2.83)$$

В соответствии с уравнениями (2.81) и соотношениями (2.82) и (2.83) на рис. 2.20, а приведена структурная схема механической части, соответствующая расчетной схеме рис. 2.17, а. Структурная схема согласно (2.57), соответствующая расчетной схеме рис. 2.17, б, приведена на рис. 2.20, б.

Исследования переходных процессов с целью уточнения метода учета упругих свойств каната и структуры механической части подъемной установки при синтезе замкнутых систем автоматического регулирования проведено на примере двукратно-интегрирующей системы регулирования скорости привода Г—Д, дополненной контуром регулирования положения подъемного сосуда.

При этом учет каната выполнен двумя методами в соответствии со структурными схемами рис. 2.20. Структурная схема электрической части исследуемой системы регулирования приведена на рис. 2.21.

Графики изменения скорости перемещения верхнего и нижнего сечения каната, т. е. части вращения органа навивки подъемной машины и скорости перемещения подъемного сосуда, при воздействии на систему регулирования управляющего воздействия в форме единичной ступенчатой функции и при различных значениях высоты подъема приведены на рис. 2.22. Из анализа этих графиков видно, что существенного различия в характере изменения скорости как верхнего, так и нижнего сечения в зависимости

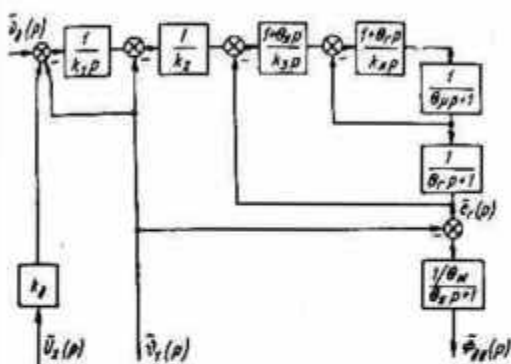


Рис. 2.21. Структурная схема электрической части системы регулирования

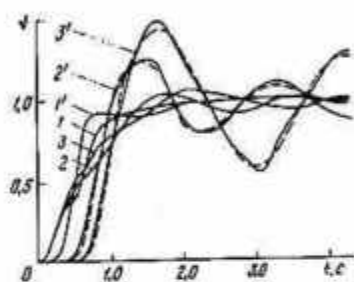


Рис. 2.22. Графики изменения скорости перемещения:
 верхнего сечения: 1—200 м;
 2—700 м; 3—1500 м; нижнего
 сечения; 1'—200 м, 2'—700 м;
 3'—1500 м

от рассмотренных способов учета каната как упругого весомого элемента не наблюдается. Это свидетельствует о том, что имеющиеся различия рассматриваемых расчетных схем механической части в области высоких частот при анализе и синтезе систем регулирования скорости даже при больших высотах подъема можно не учитывать.

Аналогичные результаты получены при исследовании системы в режиме регулирования положения подъемного сосуда при его загрузке. Графики изменения скорости перемещения сосуда от своего начального положения U_2 при загрузке за время, равное удвоенному времени прохождения волны упругой деформации вдоль каната, а также при загрузке сосуда за оптимальное время для разных высот подъема приведены на рис. 2.23.

Из этих графиков видно, что в этой системе, где канат как упругое звено входит в замкнутый контур, также не наблюдается существенного различия в характере протекания процессов в зависимости от способов представления упругих свойств каната.

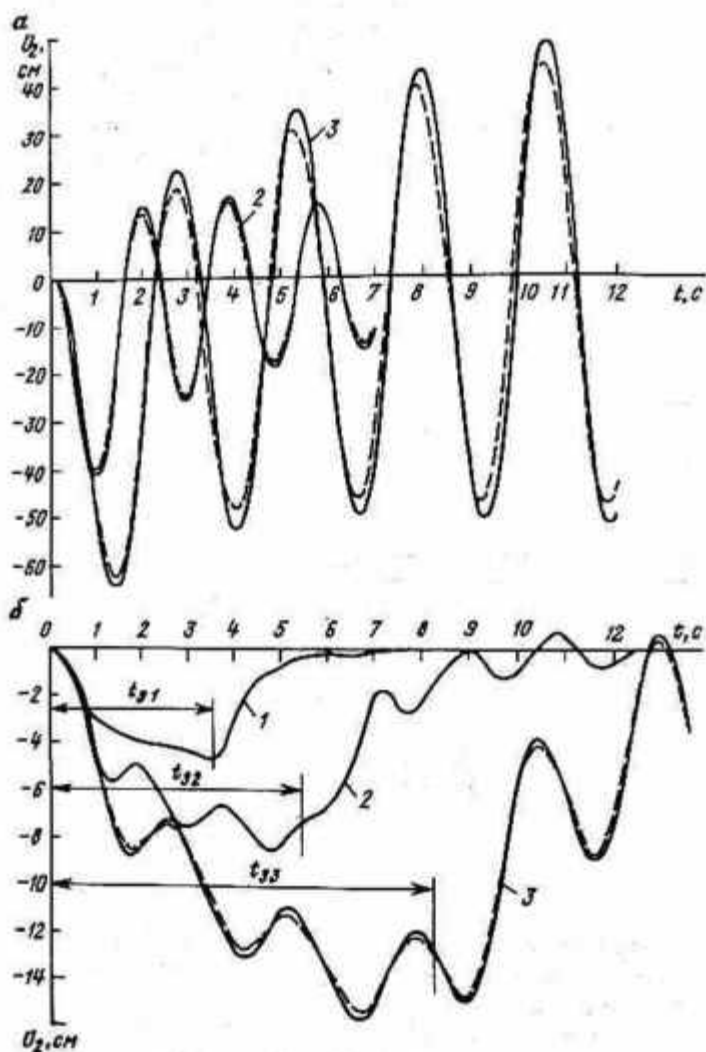


Рис. 2.23. Графики перемещения сосуда при высотах подъема (1 — 200 м; 2 — 700 м; 3 — 1500 м) при загрузке: а — за время, равное двойному времени прохождения волны упругой деформации; б — за оптимальное время

2.6. Исследование систем управления скоростью с учетом упругих свойств каната при большой глубине подъема

Определение структуры и параметров контуров систем подчиненного регулирования обычно выполняют по известной методике [33] без учета упругих звеньев механической части подъемной установки. Определение степени влияния упругих связей (подъем-

ных канатов) на процессы, протекающие в САУ при параметрах контуров регулирования, определенных без учета этих связей, позволяет провести обоснование рациональных методов снижения влияния механических звеньев, обладающих упругостью, на работу привода.

Известно, что наибольшее влияние на динамику привода оказывают упругие элементы с наименьшей жесткостью. Одним из таких элементов в электромеханической системе рудничного подъема является канат поднимающий ветви, в общем случае он может быть представлен упругим звеном с распределенной по его длине массой (см. 2.4) или в упрощенном виде — сосредоточенной массой, соединенной с другими массами через эквивалентную жесткость. Двухмассовое представление механической системы подъема имеет вид

$$\left. \begin{aligned} m_1' \frac{d^2 h_1}{dt^2} + C_k (h_3 - h_1) &= F(t); \\ m_3' \frac{d^2 h_3}{dt^2} + C_k (h_1 - h_3) &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (2.84)$$

где $m_1' = m_1 + 0,5m_k$; $m_3' = m_3 + 0,5m_k$;
 m_k — сосредоточенная масса каната (распределена в равном отношении между приведенной массой подъемной машины m_1 и массой концевого груза m_3).

На основании (2.84) можно провести оценку допустимого времени нарастания составляющей движущего момента (рывка) из условия отсутствия колебаний в механической части привода. Решение уравнений (2.84) относительно ускорения массы концевого груза имеет вид

$$\frac{d^2 h_3}{dt^2} = \frac{F_{\text{дин}}}{\Sigma m} \left[1 + \frac{2 \sin \frac{\omega t_p}{2}}{\omega t_p} \cos \left(1 - \frac{1}{\omega} \arctg \frac{\cos \omega t_p - 1}{\sin \omega t_p} \right) \right], \quad (2.85)$$

при этом усилие изменялось по линейному закону за время t_p ,

$$F(t) = F_{\text{дин}} \frac{t}{t_p}.$$

Амплитуда колебаний ускорения в зависимости от t_p

$$A_1 = \frac{2F_{\text{дин max}}}{\Sigma m} \frac{\sin \frac{\omega t_p}{2}}{\omega t_p}, \quad (2.86)$$

а частота колебаний

$$\omega = \sqrt{C_k \frac{m_1' + m_3'}{m_1' m_3'}}. \quad (2.87)$$

При больших высотах подъема полученные значения из (2.86—2.87) целесообразно скорректировать в соответствии с графиками рис. 2.24 отношения амплитуд и частот колебаний в приведенных двухмассовой (ω_2, A_2) и трехмассовой (ω_3, A_3) системах.

График зависимости амплитуды колебаний ускорения от времени нарастания динамической составляющей движущего усилия в двухмассовой системе приведен на рис. 2.25. С увеличением времени нарастания усилия t_p амплитуда колебаний уменьшается и при значениях $t_p = (2k\pi/\omega)$, где $k = 1, 2, 3, \dots, n$, обращается в нуль.

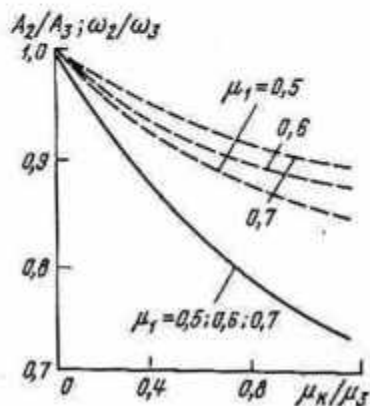


Рис. 2.24. Зависимость отношения амплитуд и частот колебаний в приведенных двухмассовой (ω_2, A_2) и трехмассовой (ω_3, A_3) системах:

— отношение амплитуд;
- - - отношение частот

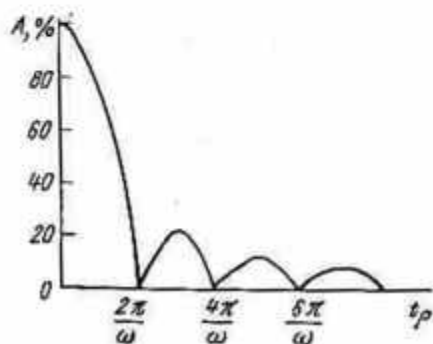


Рис. 2.25. Зависимость амплитуды колебаний ускорения от времени нарастания динамической составляющей движущего усилия

Частоту колебаний при $k = 1$, время изменения усилия, допустимую величину рывка, выраженные через H_n и относительные значения массы μ_i , определяют соответственно из выражений

$$\begin{aligned} \omega &= \sqrt{\frac{E_k S_k (\mu'_1 + \mu'_3)}{H_n \mu'_1 \mu'_3} \frac{\mu_k}{m_{1k} H_n}} = \\ &= \frac{v_6}{H_n} \sqrt{\frac{\mu_k}{\mu'_1} + \frac{\mu_k}{\mu'_3}} \end{aligned} \quad (2.88)$$

где

$$\begin{aligned} \mu'_1 &= m'_1 / \Sigma m; \quad \mu'_3 = m'_3 / \Sigma m; \\ \Sigma m &= m_1 + m_k + m_3; \\ \mu_k &= m_k / \Sigma m = m_{1k} H_n / \Sigma m, \end{aligned}$$

$$t_p = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi H_n}{v_6 \sqrt{\frac{\mu_k}{\mu_1} + \frac{\mu_k}{\mu_3}}} = \frac{2\pi H_n}{v_6} \times \sqrt{\left(\frac{\mu_1}{\mu_k} + 0,5\right)\left(\frac{\mu_3}{\mu_k} + 0,5\right)}; \quad (2.89)$$

$$\rho_{\text{доп}} = \frac{j}{t_p} = \frac{jv_6}{2\pi H_n} \sqrt{\frac{\mu_k}{\mu_1 + 0,5\mu_k} + \frac{\mu_k}{\mu_3 + 0,5\mu_k}}. \quad (2.90)$$

Изменение относительных масс для многоканатных клетевых подъемов в зависимости от высоты подъема определяют по графику (рис. 2.26), построенному на основании данных [31].

Для трехмассовой системы подъема величину рывка, время изменения ускорения в абсолютных единицах определяют аналогично.

Время изменения ускорения в относительных единицах

$$\tau = \frac{t_p}{t_6} = \frac{t_p}{v_6 H_n} = 2\pi \sqrt{\left(\frac{\mu_1}{\mu_k} + 0,5\right)\left(\frac{\mu_3}{\mu_k} + 0,5\right)}. \quad (2.91)$$

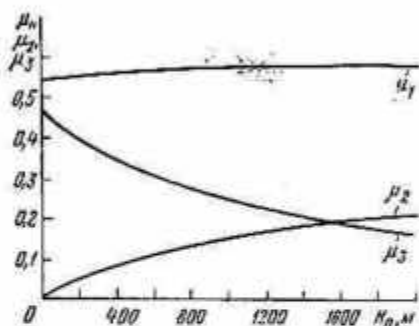


Рис. 2.26. Графики изменения относительных масс для многоканатных клетевых подъемов в зависимости от высоты подъема

По формулам (2.89), (2.90) определяют значения времени нарастания ускорения и рывка, при которых амплитуда колебаний подъемного сосуда ограничивается заданной величиной.

Для многоканатных подъемных установок с заданной $H_n = 500 \div 1000$ м, $v_6 = 4000$ м/с, с величинами относительных масс, определяемыми в зависимости от H_n , по рис. 2.26, а также заданным $j \leq 0,75$ м/с² находят $t_p \geq 3,6 \div 3,9$ с, $\rho_{\text{доп}} = 0,9 \div 0,21$ м/с³.

Исследование поведения системы привода подъема с учетом упругих свойств каната, внутренних свойств САУ—С выполнено на АВМ. При этом механическую систему подъема представляли уже как трехмассовую: сосредоточенная масса каната соединена с двумя другими—подъемной машиной и сосудом посредством гибких невесомых связей с эквивалентной жесткостью.

Кроме указанного, в описании реального объекта введены упрощения, которые не вносят существенных погрешностей в достоверность получаемых результатов. Можно допустить, что длина каната, а значит и его жесткость в процессе разгона привода остаются неизменными, демпфирование колебаний за счет внутреннего трения в канате несущественное.

Описание процессов в системе подъемной установки с приводом Г—Д, тиристорным возбуждением генератора и трехконтурной системой подчиненного управления, с учетом подъемного каната как весомого упругого элемента в относительных единицах описывают следующей системой уравнений, представленных в операторной форме:

$$\begin{aligned}
 U_{p.c1}^* &= (v_2 - v_d) \frac{1}{\rho b c a_c a_\tau a_n \theta_\mu}; \\
 U_{p.c2}^* &= (U_{p.c1}^* - v_d) \frac{1}{a_c a_\tau a_n \theta_\mu}; \\
 U_{p.\tau}^* &= (U_{p.c2}^* - f) \frac{(\rho \theta_n + 1) \theta_m}{\rho a_\tau a_n \theta_\mu}; \\
 U_{p.n}^* &= (U_{p.\tau}^* - e_r) \frac{\rho \theta_r + 1}{\rho a_n \theta_\mu}; \\
 U_n^* (\rho \theta_\mu + 1) &= U_{p.n}^*; \\
 e_r (\rho \theta_r + 1) &= U_n; \\
 f (\rho \theta_d + 1) &= (e_r - v_d) \frac{1}{\theta_m}; \\
 \rho^2 \mu_1 h_1 &= f - 2\mu_k (h_1 - h_2); \\
 \rho^2 h_2 &= 2(h_1 + h_3 - 2h_2); \\
 \rho^2 \mu_3 h_3 &= 2\mu_k (h_2 - h_3).
 \end{aligned} \tag{2.92}$$

где v_2, v_d — соответственно заданная и действительная скорость; f — усилие, развиваемое двигателем; U_n^* — напряжение возбуждения генератора; e_r — э. д. с. генератора; μ_1, μ_k, μ_3 — приведенные массы соответственно вращающихся частей каната, поднимающейся ветви и конечного груза; h_1, h_2, h_3 — перемещения масс; $U_{p.r}^*, U_{p.\tau}^*, U_{p.c}^*$ — сигнал управления на входе объекта регулирования соответствующего контура; θ_μ — некомпенсируемая постоянная времени; $\theta_r, \theta_n, \theta_m$ — постоянная времени соответственно генератора, якорной цепи, электромеханическая.

При записи уравнений, описывающих процессы в исследуемой электромеханической системе, приняты следующие базовые величины: $v_0 = 4200$ м/с — скорость распространения упругой волны по длине каната; $h_0 = H_n$ — высота подъема; $m_0 = \Sigma m_i$ — суммарная приведенная масса установки. Остальные базовые величины являются производными от указанных с учетом соответствующих передаточных коэффициентов.

Последовательность приведения уравнений к относительным единицам изложена в 5.

В соответствии с системой уравнений на рис. 2.27 приведена структурная схема САУ, в которой основной регулируемой величиной является скорость вращения органа навивки, т. е. скорость перемещения верхнего сечения каната.

Из приведенных уравнений и структурной схемы видно, что параметры САУ зависят от высоты подъема. При этом основное влияние на переходные процессы оказывает соотношение масс в системе, зависимости которых от высоты подъема приведены на рис. 2.26. С учетом этих зависимостей при усредненных значениях больших постоянных времени $T_T = 1,5$ с; $T_n = 0,05$ с; $T_u = 0,03$ с и параметрах контуров регулирования $b_c = a_c = a_T = a_n = 2$ были рассчитаны переходные процессы в САУ—С при управляющем воздействии в форме единичной ступенчатой и линейно-ограниченной функции, а также при возмущающем воздействии. Основные расчеты выполняли на ЭЦМ по уравнениям математического описания САУ, с использованием дискретного преобразования Лапласа и рекуррентной формулы, выражающей связь между оригиналом функции и ее изображением в дискретной форме. В результате исследования получены графики (рис. 2.28) изменения относительной скорости обода ведущего органа машины—верхнего сечения каната и подъемного сосуда—нижнего сечения каната в функции реального времени при различных значениях высоты подъема.

Рассмотрение графиков показывает, что при входном воздействии в форме единичной ступенчатой функции наблюдается значительное расхождение между скоростью вращения органа навивки и скоростью перемещения поднимаемого груза, а с увеличением высоты подъема процессы протекают с существенными колебаниями.

Для САУ—С рудничного подъема основным видом управляющего сигнала является линейно-ограниченное входное воздействие.

При линейно-ограниченном воздействии, т. е. при разгоне или замедлении с постоянным ускорением, также наблюдается

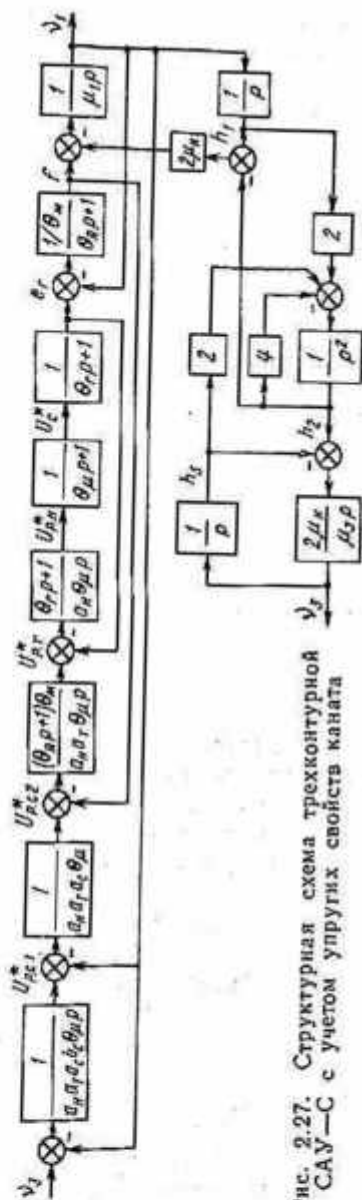


Рис. 2.27. Структурная схема трехконтурной САУ—С с учетом упругих свойств каната

различие между скоростями и сохраняется колебательный характер протекания процессов. При линейно-управляющем воздействии колебательность процессов по сравнению с процессами при скачке $U_{з.с}$ все же меньше. Процессы при линейном законе разгона до

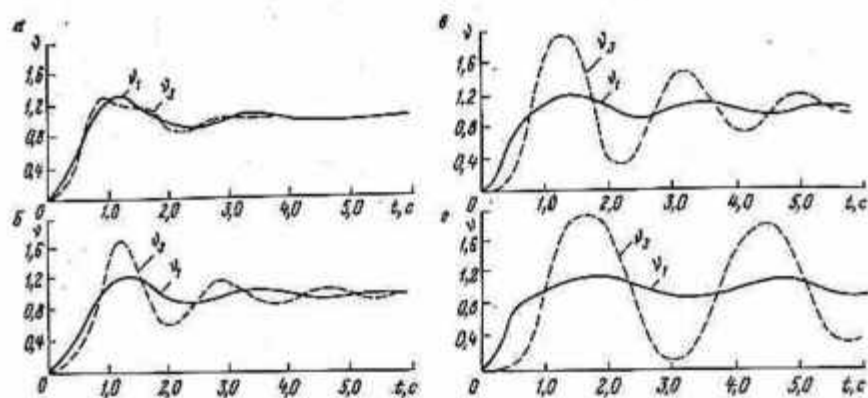


Рис. 2.28. Графики изменения относительной скорости перемещения сечений каната:
 — — — верхнего; - - - нижнего, а — $H_n = 200$ м; б — $H_n = 500$ м; в — $H_n = 700$ м;
 г — $H_n = 1500$ м

максимальной скорости с постоянным ускорением, равным 1 м/с^2 , и разных значениях высоты подъема приведены на рис. 2.29, а.

При анализе системы по возмущающему воздействию, имеющему реально нестационарный характер, рассмотрен наиболее сложный случай приложения возмущения в форме единичной ступенчатой функции ($\mu_{ст}$ изменяется в пределах $0,1 \mu_{ст}$). Изменение скоростей верхнего и нижнего концов каната при этом показаны на рис. 2.29, б, в. Характер этих процессов, как и в случае управляющего воздействия, колебательный.

Уменьшение амплитуды колебаний при сохранении высокого быстродействия в линейной САУ—С рудничного подъема достигается ограничением производной ускорения (рывка) в программе заданной скорости. Такое ограничение реализуется на основе выполненного выше анализа динамики процессов, протекающих в механической части привода подъема.

При введении ограничения рывка возможно достигнуть уменьшения и даже практического отсутствия колебаний скорости во всех звеньях системы при $H_n \leq 1500$ м. При значительном уменьшении рывка до $\rho \leq 0,2 \text{ м/с}^3$ заданная скорость, скорость перемещения верхнего сечения каната — органа навивки подъемной машины и скорость перемещения поднимаемого подъемного сосуда с грузом при указанных условиях практически совпадают, и колебания для линейной математической модели электромеханической системы подъема отсутствуют.

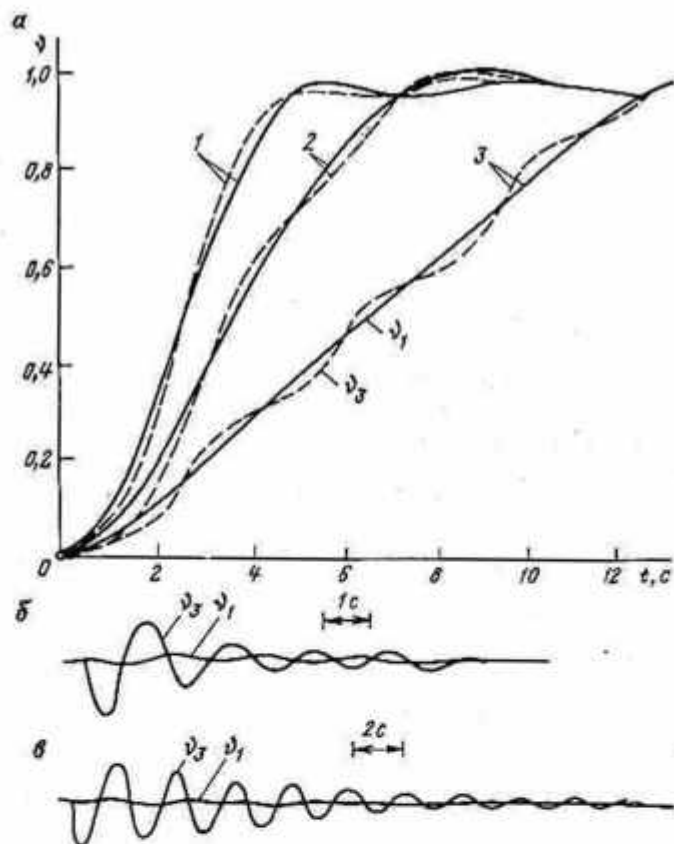


Рис. 2.29. Изменение относительной скорости верхнего (сплошная линия) и нижнего (штриховая линия) концов каната при управляющем линейно ограниченном воздействии (а) (1 — $H_n = 200$ м; 2 — $H_n = 500$ м; 3 — $H_n = 700$ м) и при возмущающем воздействии: б — $H_n = 700$ м; в — $H_n = 1500$ м

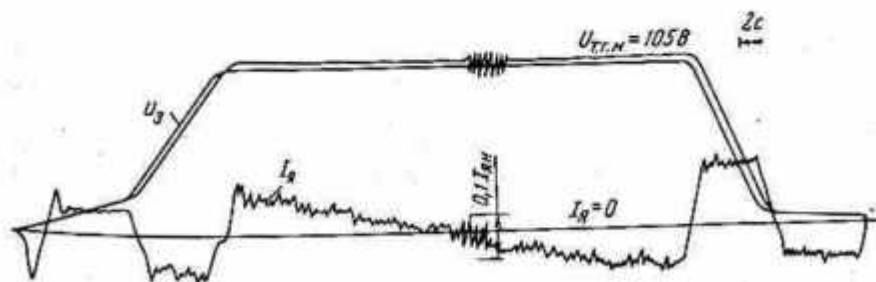


Рис. 2.30. Цикловая осциллограмма режима работы подъемной установки Солегорского рудника

Для реального объекта это может не выполняться из-за наличия в нем различного рода нелинейных элементов, таких как люфт, гистерезис, нечувствительность и т. д., которые, в свою очередь, влияют на качество процессов в САУ. Это отражено на осциллограмме, показанной на рис. 2.30, снятой на скиповой машине с БЦКБ и трехконтурной САУ—С Солигорского рудника при $H_n = 550$ м. В системе возникают недопустимые колебания скорости и тока, когда происходит обработка зон нечувствительности, люфтов во время изменения знака статической нагрузки. Колебания между кинематическими частями установки в конечном итоге отражаются на качестве регулирования и исключают нормальную работу привода.

Полностью исключить влияние нелинейностей невозможно. Наличие люфтов предопределяется самой кинематической схемой механики привода подъема. Оценка влияния каждой из нелинейностей в отдельности, а также их совокупности и способ исключения люфта в схеме изменения скорости приведены в последующих параграфах.

Исследования, выполненные на ЭЦВМ, испытания на промышленных установках показали, что САУ—С с параметрами $b_c = a_c = a_r = a_n = 2$ не обеспечивают требуемого качества регулирования процессов как по управляющему, так и по возмущающему воздействию, уже при $H_n = 500$ м оказывается неработоспособной из-за влияния нелинейностей.

Одной из мер улучшения процессов является осуществление демпфирования контура регулирования скорости за счет увеличения параметра b_c . Но за счет только снижения быстродействия контура регулирования скорости не достигается существенного улучшения характера протекания процесса. Более того, демпфирование приводит к увеличению ошибки слежения при обработке заданной программы на участках разгона и замедления. Существенное улучшение процессов достигается при одновременном ограничении заданного рывка в программе скорости и демпфировании контура регулирования скорости.

Трехконтурная САУ—С с коэффициентами настройки $a_n = a_r = a_c = 2$ и $b_c = 4$ при учете упругих свойств каната может обеспечить нормальные переходные процессы при работе подъемной установки до $H_n = 1000$ м, если $j \leq 1$ м/с², а заданный программный рывок, ограничивается соответствующим допустимым значением.

Точное определение параметров настройки регуляторов САУ в соответствии с технологическими требованиями привода подъема изложено в 2.1.

Из анализа результатов выполненных исследований следует, что принцип подчиненного регулирования приемлем в САУ привода подъема. При всех высотах подъема расчет параметров контуров регулирования системы управления можно производить без учета упругих связей. Для обеспечения удовлетворительного хода про-

цессов САУ и для исключения колебаний при отработке заданной программы с увеличением высоты подъема необходимо увеличивать степени демпфирования системы и обеспечивать соответствующее ограничение скорости нарастания ускорения. Это подтверждается результатами промышленных испытаний.

2.7. Динамические свойства системы управления приводом подъема с учетом люфтов в механических передачах

Упругие элементы и нелинейности оказывают существенное влияние на динамику электропривода.

Наличие зазоров является характерной особенностью электроприводов, передаточный механизм которых содержит зубчатые и тому подобные соединения. Влияние зазоров на условия работы электроприводов, как правило, неблагоприятно. При выборе зазоров возникают удары, ускоряющие износ передач. Они являются фактором, снижающим точность выполнения технологических операций. В следящих системах зазоры уменьшают точность слежения за объектом.

Влияние люфтов в редукторах и упругих деформаций особенно существенно, если за люфтом расположены вращающиеся детали с большой маховой массой, как это имеет место и в приводе рудничного подъема. Неучитывание всех этих особенностей при проектировании САУ может привести к значительному снижению качественных показателей управления приводом.

Вследствие этого большой практический интерес представляет исследование работоспособности системы управления приводом подъема с учетом упругих связей и нелинейностей в его механике.

Существует несколько возможных вариантов кинематических схем механической части подъемной установки. Эти варианты отличаются по способу подключения измерительного элемента — тахогенератора, а также по местоположению необходимых механических узлов — редукторов и т. п. В зависимости от варианта кинематических схем соответствующие узлы могут непосредственно входить в контур регулирования скорости или же располагаться вне контура, оказывая лишь косвенное влияние на качество переходного процесса.

Из существующих вариантов кинематических схем механической части привода подъемных установок наиболее распространенной является схема, приведенная на рис. 2.31, а.

При исследовании ее работоспособности совместно с САУ следует учитывать не только наличие люфтов в передачах, но и упругие свойства этих передач.

При построении расчетной схемы модели привода принято, что барабан с канатом и концевым грузом представляется единой вращающейся массой. На ободе барабана действует переменное по величине касательное усилие, изменяющееся с высотой подъема. Упругие свойства каната не учитываются.

В соответствии с кинематической схемой (рис. 2.31, а) математическое описание процессов в механической части привода имеет вид

$$\left. \begin{aligned} J_{\text{д}} \frac{d\omega_{\text{д}}}{dt} &= M_{\text{д}} - C_1 \Delta\varphi_6 - C_2 \Delta\varphi_{\text{т}}; \\ I'_6 \frac{d\omega_6}{dt} &= C_1 \Delta\varphi_6 - M_{\text{ст}}; \\ J_{\text{т}} \frac{d\omega_{\text{т}}}{dt} &= C_2 \Delta\varphi_{\text{т}} - k'_{\text{т}} \omega_{\text{т}}. \end{aligned} \right\} (2.93)$$

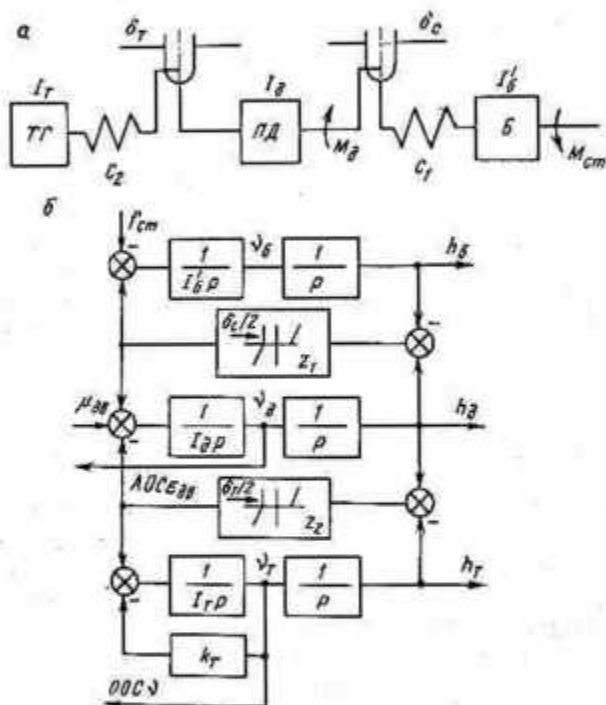


Рис. 2.31. Схемы механической части привода подъемной установки с люфтами в передачах:

а — кинематическая; б — структурная

Уравнения (2.93) соответствуют одной оси вращения, а именно, оси барабана. Связь величин, входящих в уравнение, с реальными параметрами соответствующих узлов выражена соотношениями:

$$J_{\text{д}} = j_{\text{с.д}}^2 J_{\text{дв}} + J_{\text{с.р}} + j_{\text{с.т}}^2 J_{\text{т.р.т}};$$

$$J'_6 = J_{\text{бар}} + (m_{\text{к}} + m_{\text{т}}) R_{\text{бар}}^2;$$

$$J_{\text{т}} = j_{\text{с.т}}^2 J_{\text{т.р.т}};$$

$$\begin{aligned} \omega_d &= \omega_{дв}/j_c; & \omega_6 &= \omega_{бар}; \\ \omega_\tau &= \omega_\tau r/|c|j_\tau; \\ C_1 &= C_{бар}; & C_2 &= j_{\partial\tau}^2 C_{\tau.r}; \\ \Delta\varphi_6 &= \Delta\varphi_{бар}; & \Delta\varphi_\tau &= \Delta\varphi_\tau r/|c|j_\tau; \\ k'_\tau &= k_\tau r/j_{\partial\tau}^2, \end{aligned}$$

где $J_{бар}$, $J_{дв}$, $J_{\tau.r}$ — моменты инерции соответственно барабана, двигателя, тахогенератора; ω_6 , $\omega_{дв}$, $\omega_{\tau.r}$ — соответственные угловые скорости; $\Delta\varphi_{бар}$, $\Delta\varphi_{\tau.r}$ — разности перемещений в передаче между двигателем и барабаном и между двигателем и тахогенератором; j_c , j_τ — коэффициент силовой передачи и тахогенератора; $C_{бар}$, $C_{\tau.r}$ — жесткости механических передач; $k_{\tau.r}$ — коэффициент демпфирования тахогенератора; $R_{бар}$ — радиус барабана.

В уравнениях (2.93) M_d и $M_{ст}$ соответственно движущий и статический моменты, а произведение $C_1\Delta\varphi$ характеризует упругий момент $M_{упр}$ взаимной реакции элементов, разделенных упругой связью и люфтом [16].

Аналитически $M_{упр}$ может быть представлен:

$$M_6 = C_1 \Delta\varphi_6 = \frac{C_1}{2} \left[2(\varphi_d - \varphi_6) + \left| \varphi_d - \varphi_6 - \frac{\delta_c}{2} \right| - \left| \varphi_d - \varphi_6 + \frac{\delta_c}{2} \right| \right]; \quad (2.94)$$

$$M_\tau = C_2 \Delta\varphi_\tau = \frac{C_2}{2} \left[2(\varphi_d - \varphi_\tau) + \left| \varphi_d - \varphi_\tau - \frac{\delta_\tau}{2} \right| - \left| \varphi_d - \varphi_\tau + \frac{\delta_\tau}{2} \right| \right], \quad (2.95)$$

где φ_6 , φ_d , φ_τ — приведенные угловые перемещения соответственно вала барабана, двигателя, тахогенератора; δ_c , δ_τ — величина люфта соответственно в силовой передаче и передаче тахогенератора, приведенные к ободу барабана подъемной машины.

Взаимосвязь параметров с реальными величинами выражается в виде

$$\begin{aligned} \varphi_d &= \varphi_{дв}/j_c; & \varphi_6 &= \varphi_{бар}; & \varphi_\tau &= \varphi_\tau r/|c|j_\tau; \\ \delta_c &= \delta_{c.p}; & \delta_\tau &= \delta_\tau r/|c|j_\tau \end{aligned}$$

Для решения уравнений, описывающих процессы в механической части привода, необходимо иметь конкретные значения параметров, входящих в эти уравнения. К ним относятся моменты инерции соответствующих тел (J_d , J'_6 , J_τ), которые могут быть определены только для какой-то одной подъемной установки.

Для обобщения результатов исследования выразим J_d , J'_6 , J_τ через известные относительные массы μ_1 , μ_k , μ_2 трехмассовой си-

стемы подъемная машина — канат — сосуд [30]. С учетом соотношений

$$J = mR_{\text{бар}}^2; \quad \omega = \frac{v}{R_{\text{бар}}}; \quad \varphi = \frac{h}{R_{\text{бар}}}. \quad (2.96)$$

эти зависимости имеют вид

$$\left. \begin{aligned} J_{\text{д}} &= m_{\text{д}} R_{\text{бар}}^2 = \lambda_{\text{д}} \mu_1 m_{\Sigma} R_{\text{бар}}^2; \\ J_{\text{т}} &= m_{\text{т}} R_{\text{бар}}^2 = \lambda_{\text{т}} \mu_1 m_{\Sigma} R_{\text{бар}}^2; \\ J_{\text{б}} &= (m_{\Sigma} - m_{\text{д}} - m_{\text{т}}) R_{\text{бар}}^2 = (1 - \lambda_{\text{д}} \mu_1 - \lambda_{\text{т}} \mu_1) m_{\Sigma} R_{\text{бар}}^2, \end{aligned} \right\} \quad (2.97)$$

где $\lambda_{\text{д}} = 0,2$ — коэффициент, учитывающий отношение массы двигателя ко всей маховой массе подъемной установки; $\lambda_{\text{т}} = 0,00015$ — коэффициент, учитывающий отношение массы тахогенератора к массе подъемной установки; m_{Σ} , $m_{\text{д}}$, $m_{\text{т}}$ — суммарная масса соответственно подъемной установки, двигателя и тахогенератора.

Кроме того, можно показать, что существуют следующие зависимости:

$$m_{\text{д}} = T_{\text{м}}^{\text{д}} \frac{1-\rho}{\rho} \frac{F_{\text{д.н}}}{v_{\text{н}}}; \quad (2.98)$$

$$m_{\text{б}} = T_{\text{м}}^{\text{б}} \frac{1-\rho}{\rho} \frac{F_{\text{д.н}}}{v_{\text{н}}}; \quad (2.99)$$

$$m_{\text{т}} = T_{\text{м}}^{\text{т}} \frac{1-\rho}{\rho} \frac{F_{\text{д.н}}}{v_{\text{н}}}, \quad (2.100)$$

где $T_{\text{м}}^{\text{д}} = \lambda_{\text{д}} \mu_1 T_{\text{м}}$ — электромеханическая постоянная двигателя; $T_{\text{м}}^{\text{б}} = 1 - \mu_1 (\lambda_{\text{д}} + \lambda_{\text{т}})$ — электромеханическая постоянная барабана; $T_{\text{м}}^{\text{т}} = \lambda_{\text{т}} \mu_1 T_{\text{м}}$ — постоянная тахогенератора; $T_{\text{м}} = T_{\text{м}}^{\text{д}} = T_{\text{м}}^{\text{б}} + T_{\text{м}}^{\text{т}}$ — суммарная постоянная; $F_{\text{д.н}}$ — номинальное усилие двигателя; ρ — удельное сопротивление.

После несложных преобразований уравнения механической части привода имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{\text{д}} \mu_1 T_{\text{м}} \frac{1-\rho}{\rho} \frac{F_{\text{д.н}}}{v_{\text{н}}} \frac{dv_{\text{д}}}{dt} &= F_{\text{д}} - C_1' \Delta h_{\text{б}} - C_2' \Delta h_{\text{т}}; \\ (1 - (\lambda_{\text{д}} + \lambda_{\text{т}}) \mu_1) T_{\text{м}} \frac{1-\rho}{\rho} \frac{F_{\text{д.н}}}{v_{\text{н}}} \frac{dv_{\text{б}}}{dt} &= C_1' \Delta h_{\text{б}} - F_{\text{ст}}; \\ \lambda_{\text{т}} \mu_1 T_{\text{м}} \frac{1-\rho}{\rho} \frac{F_{\text{д.н}}}{v_{\text{н}}} \frac{dv_{\text{т}}}{dt} &= C_2' \Delta h_{\text{т}} - k_{\text{т}} v_{\text{т}}^2, \end{aligned} \right\} \quad (2.101)$$

где

$$C_1' = \frac{C_1}{R_{\text{бар}}^2}; \quad C_2' = \frac{C_2}{R_{\text{бар}}^2};$$

$$F_{\text{д}} = \frac{j_{\text{с}}}{R_{\text{бар}}} C_{\text{м}} \Phi I_{\text{я}};$$

$$F_{ст} = \frac{M_{ст}}{R_{дв}} (m(t) + m_r(t)) g.$$

Значение коэффициента демпфирования тахогенератора k_T может быть выражено через номинальное движущее усилие:

$$k_T = \frac{\xi k_p}{v_n} F_{д.н.}, \quad (2.102)$$

где ξ — коэффициент нагруженности тахогенератора. Обычно составляет 0,1—0,2 номинальной мощности; k_p — отношение мощностей тахогенератора и двигателя.

Для систематизированного исследования различных типов подъемных установок с различными сочетаниями реальных значений параметров целесообразно строить математическое описание процессов в приводе в относительных единицах. Принимая за базовые величины номинальное значение физических параметров ($v_n, \Phi_n, I_{д.н.}, F_{д.н.}, t_0 = T_m$), получим

$$\left. \begin{aligned} \lambda_d \mu_1 \theta_m \frac{1-\rho}{\rho} \frac{dv_d}{dt} &= i_n \Phi - z_1 \Delta h_0 - z_2 \Delta h_T; \\ (1 - (\lambda_d + \lambda_T) \mu_1) \theta_m \frac{1-\rho}{\rho} \frac{dv_0}{dt} &= z_1 \Delta h_0 - f_{ст}; \\ \lambda_T \mu_1 \theta_m \frac{1-\rho}{\rho} \frac{dv_T}{dt} &= z_2 \Delta h_T - \xi k_p v_T, \end{aligned} \right\} \quad (2.103)$$

где z_1 и z_2 — относительные жесткости в соответствующих механических пределах.

Для оценки величины относительных жесткостей z_1 и z_2 необходимо определить абсолютную величину жесткости кручения вала и отнести эту величину к номинальному движущему усилию.

Жесткость кручения вала

$$C = \frac{\pi R^4 G}{2l}, \quad (2.104)$$

где R — радиус вала, м; l — длина вала, м; $G = 8 \cdot 10^{10}$ — модуль упругости кручения для стали, Н/м². Тогда движущее усилие, равное среднему квадратическому за цикл подъема,

$$F_{ср. кв} = Q_n \sqrt{k^2 + \beta \frac{\alpha^3}{\alpha - 1} C_0^2}, \quad (2.105)$$

где Q_n — полезный груз; α — множитель скорости; C_0 — постоянная динамического режима; β — коэффициент, учитывающий форму диаграммы скорости; k — коэффициент трения в направляющих.

Рассчитанные по формулам (2.104), (2.105) значения относительных жесткостей для различных типов подъемных установок с различной грузоподъемностью сосудов составляют: $z_1 = 1000 \div 5000$; $z_2 = 7 \div 50$. При этом передаточное отношение

силового редуктора принимали равным 10,5, параметры вала силовой передачи (длина и радиус): $l_c = 0,7 \div 1,2$ м; $R_c = 0,2 \div 0,5$ м; параметры вала тахогенератора: $l_{т.г} = 0,3 \div 0,7$ м; $R_{т.г} = 0,01 \div 0,03$ м.

В соответствии с уравнениями механической части привода подъема составлена структурная схема механической части привода подъемной установки с люфтами в передачах (рис. 2.31, б), для которой основной регулируемой величиной является частота вращения барабана подъемной машины.

Управляющее воздействие системы, изменяемое по диаграмме скорости, имеет вид

$$v_3(t) = \frac{v_n}{2t_1} (t - |t - t_1|) + \frac{v_{дог} - v_n}{2(t_3 - t_2)} \times \\ \times (|t - t_2| - |t - t_3|) + \frac{v_{дог}}{2},$$

где $t_1 - t_3$ — промежутки времени, по истечении которых изменяется v_3 ; v_n , $v_{дог}$ — скорость соответственно номинальная и догаживания.

Закон изменения статического момента задавался в соответствии с выражением

$$\mu_{ст}(t) = \frac{\frac{\mu_2}{2\beta} + \mu_k \left(1 - \frac{2t}{H_n}\right)}{\mu_k + \frac{\mu_2}{2\beta}}, \quad (2.106)$$

которое отражает изменение $\mu_{ст}$ в соответствии с режимом перегона порожних сосудов для неуравновешенной системы подъема.

При исследовании динамических процессов в приводе на цифровой модели, составленной по структуре, приведенной на рис. 2.31, б, а также по математическому описанию системы управления, рассматривали наиболее неблагоприятные режимы. К ним можно отнести перегон порожних сосудов при неуравновешенной системе подъема, подъем пустого сосуда. Режимы характеризуются незначительным по величине знакопеременным статическим моментом.

В результате расчетов получены переходные процессы в САУ (с приводом Г—Д с тиристорным возбуждением) при различных значениях параметров механических передач δ_c и δ_r . При этом исследовали влияние каждой из нелинейностей в отдельности, а также их совокупности. Настройка системы управления выполнена в соответствии с методикой, изложенной в 2.1.

С учетом упругостей передач (при отсутствии в них люфтов) процессы в приводе не отличаются от тех, которые могут быть получены для абсолютно жесткой механической схемы привода.

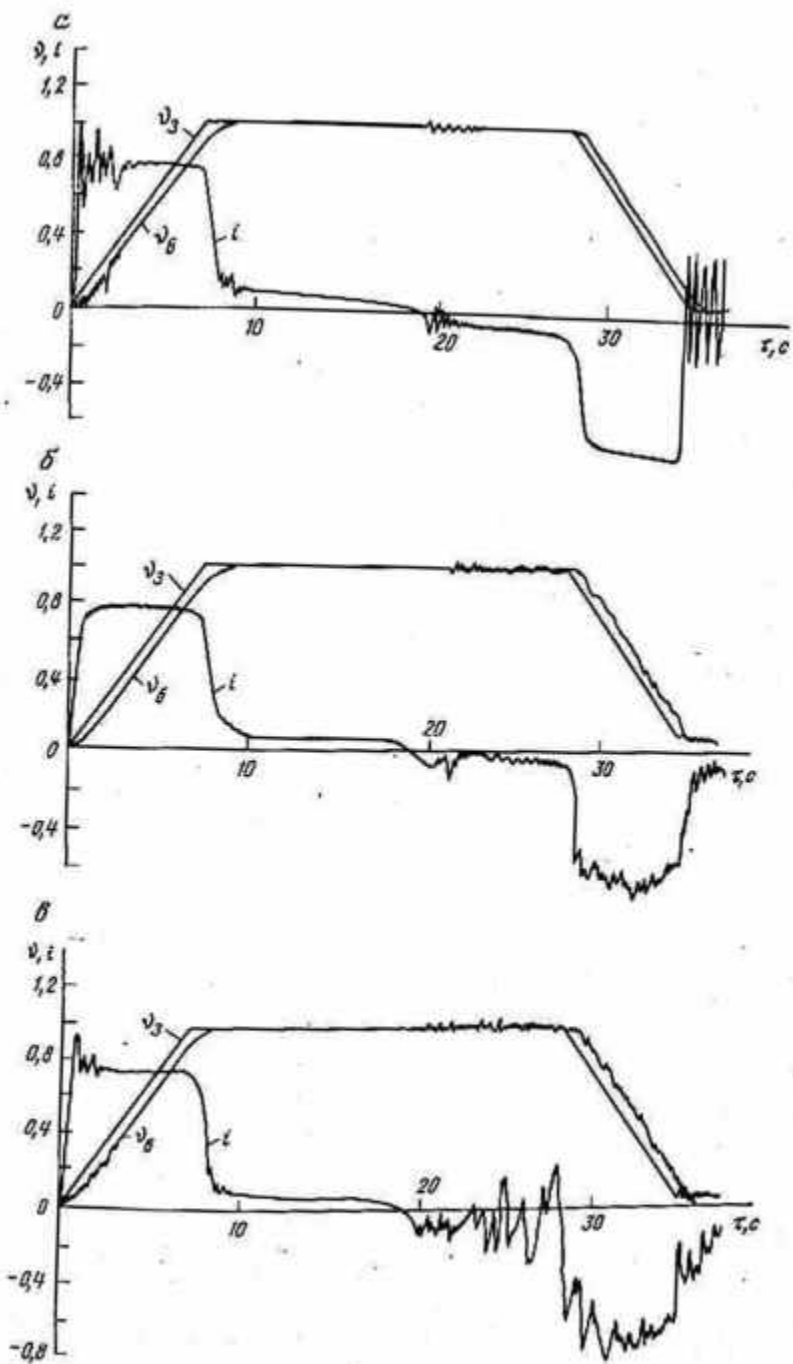


Рис. 2.32. Переходные процессы в приводе при наличии люфтов:
a — в редукторе тахогенератора; *b* — в силовой передаче привода; *c* — в обеих передачах

Переходные процессы в приводе при наличии люфтов в редукторе тахогенератора, силовой передаче привода и в обеих передачах показаны на рис. 2.32.

Наличие люфта в редукторе тахогенератора (при $\delta_c = 0$) существенно ухудшает качественные показатели управления. Причем сам характер процесса зависит не только от величины люфта и значения упругости передачи, но и от степени нагруженности тахогенератора k_t . Если величина k_t соответствует 15 % загрузки, то граница устойчивости системы привода определяется величиной, не превышающей 0,05 м (рис. 2.32, а).

Удовлетворительный характер процесса может быть получен и при большем значении δ_t , например $\delta_t = 0,07$ м. Для этого необходимо увеличить k_t на 25 %. Это может быть выполнено за счет шунтирования выхода тахогенератора дополнительным сопротивлением. Однако такой практический прием следует применять в исключительном случае, поскольку с ростом k_t характеристика тахогенератора становится нелинейной.

Для вновь проектируемых приводов подъема целесообразно выполнить непосредственное соединение вала тахогенератора с валом двигателя, что позволяет полностью исключить люфт в передаче между этими элементами. На действующих подъемных установках, если качество процессов управления не соответствует требуемому из-за значительной величины $\delta_t > 0,05$ м, может оказаться приемлемой замена редуктора или муфты сцепления между двигателем и тахогенератором рамной передачей.

Существует и другой способ исключения погрешности в механической передаче привода. Он заключается в замене тахогенератора импульсным датчиком пути и включении в систему управления дополнительных элементов, воспроизводящих действительную скорость вращения привода.

Значительное влияние на качество процесса управления привода оказывает люфт в его силовой передаче — редукторе или муфте сцепления.

Как показали исследования, допустимая величина δ_c не должна превышать 0,01 м. Прежде всего это относится к таким режимам работы привода, которые сопровождаются знакопеременной статической нагрузкой. При условии значительной статической неуравновешенности в течение всего цикла подъема люфт выбираться не будет, а поэтому и влияние его не будет отражено на динамике процессов.

Вместе с тем, при исполнении силовой передачи следует обеспечить $\delta_c < 0,01$ м, так как, помимо основных режимов работы привода, существуют и вспомогательные: перегон порожних сосудов, маневровые операции в стволе, в которых изменяется знак μ_{cr} .

Практически недопустимо одновременно наличие δ_c и δ_t в обеих передачах привода, так как устойчивость системы может быть обеспечена только при условии $\delta_c < 0,004$ м, $\delta_t < 0,004$ м.

Для электроприводов шахтных подъемных машин предпочтительным является применение астатических САУ—С с многократным интегрированием, которые более успешно удовлетворяют требованию поддержания скорости в периоды при движении с v_m и $v_{дот}$, наиболее влияющими на время цикла движения и производительность.

Исследования позволяют рекомендовать для электроприводов Г—Д подъемных машин трехконтурную систему управления скоростью с ЗИ: РС—ПИ, РТ—ПИ, РН—ПИ.

Высокие качественные показатели САУ подчиненного управления, соответствующие оптимальным настройкам, могут быть получены только на основе уточнения больших постоянных времени T_r , T_n , T_m непосредственно на объекте. Это оказывается наиболее важным для систем с требуемым высоким быстродействием.

Сравнение реальных процессов в контурах регулирования при реакции на скачок заданного напряжения с процессами поля настроек позволяет уточнить реальную величину большой постоянной времени, а также потребность изменения настройки для получения оптимального процесса.

Изменение процессов в контуре регулирования напряжения достаточно полно характеризуется: коэффициентом форсирования возбуждения $K_{ф.н}$ и отношением постоянных времени $T_{о.н}/T_{н.н}$.

Изменение степени демпфирования контура регулирования напряжения и форсировки возбуждения генератора приводит к возникновению в системе критических процессов, если принять $1,5 > a_n > 4$ и $K_{ф.н} \geq 4$.

При постоянной обратной связи РН $T_{о.н}/T_r > 2$ в контуре регулирования напряжения устанавливаются автоколебания, которые сохраняются также в системе при программном изменении заданной скорости.

Изменение процесса в контуре регулирования тока при точной компенсации постоянной времени $T_n = T_{о.т}$ определяется изменением постоянной интегрирования контура $T_{н.т}$ и передаточным коэффициентом регулирования тока $k_{р.т}$.

При уменьшении $k_{р.т}$ и $T_{н.т}$ уменьшается перерегулирование тока $\sigma_{т.н}$, а затем процесс становится аperiodическим. Высокое быстродействие в контуре тока без перерегулирования достигается при $T_{н.т}$, соответствующей $b_t = 1$ и $a_t' \leq 3$ ($a_t' \leq 6$).

Чем выше быстродействие токового контура, тем меньше контур влияет на переходные процессы в системе.

При настройке регуляторов напряжения и скорости по МО критическая степень демпфирования токового контура возникает при $1,5 > a_t > 8$.

При одновременном изменении степени демпфирования контуров напряжения и тока незатухающие колебания возникают при $a_n \geq 4$ и $a_t' \geq 8$.

Переходный процесс в САУ с настройкой РН и РТ по МО определяется изменением постоянной интегрирования контура скорости $T_{и.с}$ и передаточным коэффициентом регулятора скорости $k_{р.с}$. Степень демпфирования контура скорости, определяющая перерегулирование максимальной скорости $\sigma_{в.м} = 5\%$ и скорости дотягивания $\sigma_{в.дот} = 50\%$, достигается при $T_{и.с}$, соответствующей $a_c = 3$ ($a'_c = 12$) при наличии аperiodического звена АП на входе РС, выбранного из условия МО. Величина перерегулирования по скорости в процессе программного регулирования САУ—С без АП достигается также при следующем сочетании коэффициентов: $a_n = 3$, $a'_r = 6$, $a'_c = 12$, $b'_c = 24$. Колебательные процессы возникают при $a_c < 1,5$.

Как по управляющему воздействию, так и при возмущении по нагрузке должно быть выполнено условие $dl_n/dt \leq (5 \div 10) \times I_{н.н}/с$, исходящее из требований технологии подъемных машин. Это условие выполняется с выбором a_r в пределах 1,5—3 от величины некомпенсируемой постоянной системы либо с введением фильтра на вход РТ. На основе тех же требований изложен метод определения оптимальных настроек регулятора скорости a_c и b_c , а также определены структура корректирующей связи по скорости и условие ее включения.

Определены предельные значения величины люфтов в силовой передаче привода и в передаче тахогенератора, до которых САУ обеспечивает удовлетворительную работоспособность: $\delta_c = 0,01$ м и $\delta_r = 0,05$ м.

3. ВЫРАВНИВАНИЕ ПОДЪЕМНОГО СОСУДА НА ЗАДАННОМ УРОВНЕ ПОСРЕДСТВОМ ЭЛЕКТРОПРИВОДА

3.1. Постановка задачи об осуществлении САУ—В и принципиальная электрическая схема

Автоматизация стопорения подъемной машины и остановки клетки на заданном горизонте усложняется при многогоризонтных подъемных установках. Для осуществления челночных разездов по схеме одна из верхних приемных площадок — любой горизонт и обратно число стопорных выключателей должно быть равно суммарному числу площадок и горизонтов. При осуществлении разездов лифтового характера с возможностью подхода клетки к заданному горизонту с двух сторон количество стопорных выключателей удваивается, так как возникает необходимость контроля подхода к горизонту сверху и снизу. При применении одного стопорного выключателя для обеспечения точности остановки на горизонте должны соблюдаться более сложные условия по установке большого числа выключателей. В обеих схемах точность остановки будет изменяться от величины и знака статической нагрузки, от скорости дотягивания (скорости подхода подъемного сосуда к месту его остановки), а также от состояния и рабочих характеристик механического тормоза. Электропривод в обоих случаях должен обладать достаточно высокими качественными показателями по поддержанию сниженной скорости дотягивания.

Повышение точности остановки подъемного сосуда на заданном уровне может быть обеспечено с применением системы выравнивания подъемного сосуда на заданном уровне посредством электропривода. Система выравнивания основана на принципе слежения за положением подъемного сосуда на уровне загрузки-разгрузки специальным датчиком положения, который при проходе подъемного сосуда выдает сигнал управления знака величины, необходимый для обеспечения действия электропривода на возвращение подъемного сосуда на заданный уровень. После выравнивания подъемного сосуда обеспечивается наложение механического тормоза подъемной машины для ее стопорения и осуществления операций загрузки-разгрузки подъемного сосуда.

Система выравнивания решает задачу точной остановки подъемных сосудов на заданном уровне, но она не решает задачи обеспечения нормального протекания процесса загрузки-разгрузки, усложняющегося при изменениях величины груза в подъемном сосуда упругой деформации каната и, как следствие, изменении положения подъемного сосуда при заторможенной машине.

Система автоматического управления выравниванием подъемного сосуда на заданном уровне САУ—В выполняется на основе САУ—С — замкнутой системы программного регулирования ско-

рости с использованием дополнительного контура управления выравниванием.

На рис. 3.1 приведена принципиальная электрическая схема следящей САУ—В, в которую входит трехконтурная система подчиненного регулирования скорости. Для осуществления САУ—В требуется ряд новых дополнительных элементов. Основным является устройство управления выравниванием, в которое входят:

датчик положения подъемного сосуда ДП, основанный на непосредственном определении положения подъемного сосуда в стволе шахты на уровне загрузки-разгрузки;

устройство включения САУ—В, представляющее собой магнитное реле МУРП—РТО, действующее от датчика положения ДП и замыкающее контур управления выравнивания, подключающее датчик и регулятор положения РП на вход регулятора скорости РС;

элементы, обеспечивающие связь САУ—В с системой технологической автоматики подъемной машины и действующие на управление рабочим тормозом машины.

В САУ—В могут быть введены также временная задержка включения МУРП—РТО и корректировка системы для повышения статической точности управления выравниванием.

Система управления выравниванием САУ—В при $M_c = \text{const}$ по структуре оказывается аналогичной системе регулирования скорости САУ—С с заданием скорости по пути. Система управлением скорости по пути посредством программно-профильных устройств с командоаппаратами КАВ (КАН) может быть превращена в систему регулирования выравниванием, если в зоне выравнивания было бы достигнуто изменение КАВ (КАН) соответственно характеристике датчика положения. Для этой цели можно использовать датчик положения, действующий от отдельного профильного диска с увеличенным масштабом измерения пути. Однако такая система не могла бы обеспечить необходимую точность выравнивания не только из-за малого масштаба измерения пути программно-профильным устройством, но также из-за неизбежных ошибок измерения пути вследствие упругой деформации каната. Поэтому в САУ—В целесообразно использовать датчики положения, основанные на непосредственном определении положения подъемного сосуда на уровне загрузки-разгрузки.

Устройство включения САУ—В. На основных участках движения подъемной машины работает САУ—С; САУ—В включается только при подходе подъемного сосуда к концу движения на скорости дотягивания.

Включение-отключение системы выравнивания САУ—В осуществляется схемой, приведенной на рис. 3.2. Реле МУРП—РТО отключает канал программного задания скорости и подключает датчик положения ДП для замещения напряжения управления $U_{з.с}$ в САУ—С на $U_{з.п}$ в САУ—В.

Характеристика магнитного усилителя МУРП в релейном режиме приведена на рис. 3.3. Обмотка жесткой обратной связи 5

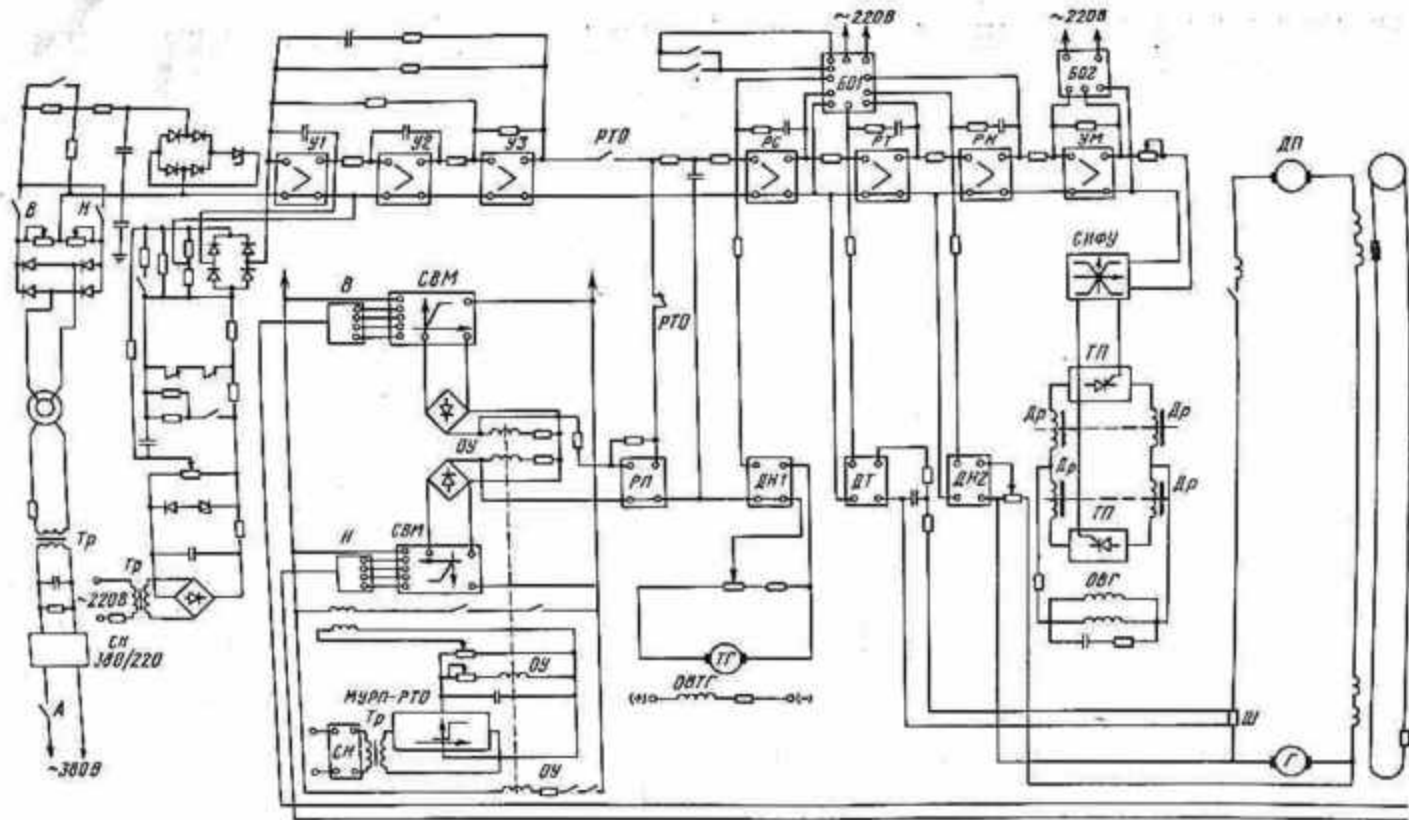


Рис. 3.1. Принципиальная схема следящей САУ—В привода Г—Д с последовательной коррекцией и регулированием положения подъемного сосуда

обеспечивает релейность характеристики МУРП. На отключение МУРП действует отмотка смещения 2, получающая питание от независимого источника постоянного тока через контакты реле *RHP* и *RIS* (см. рис. 3.2). На включение МУРП действуют обмотки управления 6 и 7, подключенные на выход станций *C-B* и *C-H* (СВМ-6) двух путевых магнитных выключателей. Вне зоны действия шунта-магнита *M* (МВМ-60) на датчики *D-B* и *D-H* (ДВМ-60) на выходе *C-B* и *C-H* имеется максимальное

напряжение. При этом намагничивающие силы обмоток управления 6 и 7 наибольшие, а так как $(F_6 + F_7) > F_2$, то реле МУРП-РТО включено. Контакты РТО замыкают цепь входа САУ-С от электронного устройства, н. з. контакт РТО размыкает цепь ДП и САУ-В.

Релейная схема системы управления выравниванием приведена на рис. 3.4.

Схему выравнивания подъемного сосуда на заданном уровне для его точной остановки используют при работе машины в автоматическом и полуавтоматическом режимах управления. Подготовка к работе заключается в замыкании цепи обмотки смещения МУРП (см. рис. 3.2) посредством контактов реле нормальной работы системы *RHP* (рис. 3.4). Включение и отключение *RHP* может быть обеспечено переключателями режимов управления и горизонтов.

Рис. 3.2. Схема включения-отключения САУ-В и САУ-П:
2, 5, 6, 7 — обмотки магнитного усилителя МУРП

В режиме «ревисия» САУ-В не используется. Выбор переключателем режимов управления нерабочего для САУ-В режима управления определяет отключение реле *RPG* и *RHP*, которые своими контактами размыкают цепь обмотки смещения МУРП. При этом оказывается достаточным действие намагничивающей силы даже одной из обмоток управления 6 и 7 МУРП (см. рис. 3.2) для того, чтобы магнитное реле открылось и на его выходе появилось максимальное напряжение. В результате включается подсоединенное на вход МУРП электромагнитное реле точной остановки РТО. Вследствие размыкания н. з. контакта РТО размыкается цепь ДП и исключается возможность использования САУ-В.

При выборе автоматического или полуавтоматического режима управления для разездов на заданный горизонт включается реле груза *RG* и реле заданного горизонта *RG_i*, которые включают реле

РНР, а контакты последнего замыкают цепь обмотки смещения 2, подготавливая для работы *МУРП*.

При подаче пускового сигнала и включении реле исполнительного сигнала *РИС* его контакт разрывает цепь обмотки смещения *МУРП*. Реле *РТО* оказывается включенным, его н. о. контакт замыкает цепь системы программного регулирования скорости. При включении контакторов *ТР* (*КОП*) отключается реле *РИС*, оно с выдержкой времени замыкает контакт в цепи обмотки смещения *МУРП*, которая получает при этом питание от отдельного источника постоянного тока. Однако реле *РТО* продолжает быть втяну-

Рис. 3.3. Характеристика магнитного усилителя *МУРП* в релейном режиме



тым благодаря действию обмоток управления 6, 7: подъемный сосуд и шунт-магнит в течение выдержки времени *РИС* выходят из зоны действия на датчики *Д-В* и *Д-Н*, $(F_6 + F_7) > F_2$ и на выходе *МУРП* сохраняется максимальное напряжение.

Последовательность действия системы выравнивания подъемного сосуда на заданном уровне. Действие САУ—В начинается при подходе шунта-магнита, установленного на подъемном сосуде, к датчику положения.

Конструктивное выполнение датчика положения, основанного на применении двух магнитных выключателей *ВМ-60*, описано в [13].

На рис. 3.5, а приводится путевая характеристика датчика положения. Характеристика симметрична относительно заданного положения точной остановки подъемного сосуда. При положении шунта-магнита выше заданного уровня на выходе ДП появляется напряжение одного знака, при положении шунта-магнита ниже заданного уровня появляется напряжение другого знака. Воздейст-

вне шунта-магнита на датчик положения начинается с точки A_1 . Действие магнита изменяет индуктивное сопротивление катушек датчиков Д-В и Д-Н (см. рис. 3.2) и выходное напряжение выключателей. Размещение магнита от точки ($B_1 B_2$) (рис. 3.5) до точки Л-В на характеристике ДП соответствует наименьшей намагничивающей

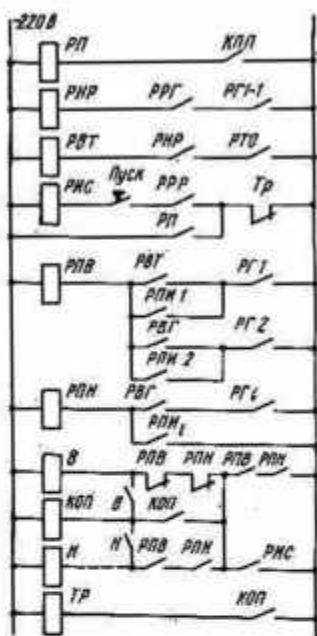
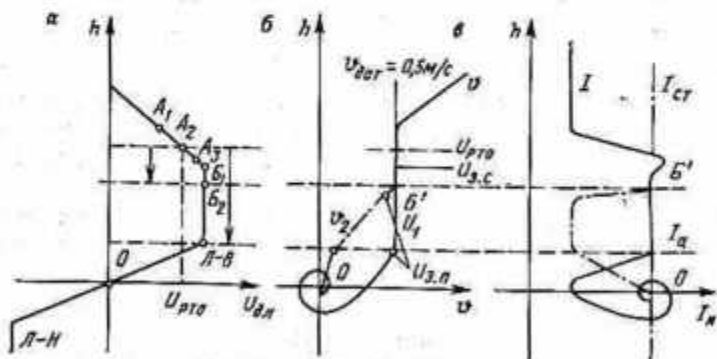


Рис. 3.4. Релейная схема системы управления выравниванием

Рис. 3.5. Изменение напряжения датчика положения тока и скорости привода по пути в процессе выравнивания подъемного сосуда на заданном уровне (Л-В—начало зоны линейного регулирования САУ—В)



силе обмотки управления b (γ) усилителя МУРП (см. рис. 3.2). Так как при этом $(F_0 + F_2) < F_2$, то МУРП и РТО отключаются.

При отключении реле РТО оно своим замыкающим контактом размыкает цепь задания САУ—С, а размыкающим контактом на вход САУ—С подключается датчик и регулятор положения ДП-РП. Образуется внешний по отношению к САУ—С контур управления

выравниванием подъемного сосуда на заданном уровне, САУ—С преобразовывается в САУ—В. Напряжение программного задания скорости $U_{з.с}$ замещается напряжением управления выравниванием $U_{р.п} = U_{д.п}(h)$. Напряжение регулятора положения РП изменяется по характеристике $U_{д.п}(h)$. В точке B_1 на характеристике $U_{д.п}(h)$ (см. рис. 3.5, а) величина напряжения регулятора положения оказывается максимальной $U_{р.п\max} = kU_{д.п\max}$. При $U_{р.п\max}$ обеспечивается движение со скоростью, не превышающей скорость дотягивания $v_{вх} < v_{дот}$. Знак $\pm U_{р.п}$ задает перемещение подъемного сосуда всегда к точке θ на $U_{д.п}(h)$. Величина $U_{р.п}$ пропорциональна отклонению подъемного сосуда от точки θ . В зоне управления от точки Л-В до точки Л-Н величина $U_{р.п} = U_{д.п} = \Delta h_{ст}$ уменьшается по мере приближения подъемного сосуда к заданному уровню остановки θ . На активной зоне $U_{д.п}(h)$ имеется точка, в которой создаваемый двигателем момент уравновешивает статический момент M_c и скорость $v_d = 0$. Мостовая схема соединения выключателей ДП сбалансирована при точном положении подъемного сосуда в θ на заданном уровне. При отклонении подъемного сосуда и шунта-магнита вверх или вниз от θ и нарушении балансировки моста ДП обеспечивает изменение $U_{д.п}$ в зависимости от того, какая часть магнитной цепи датчиков Д-В и Д-Н зашунтирована. Знак напряжения на выходе ДП-РП (входе РС) такой, который определяет реакцию САУ—В на устранение отклонения магнита от θ . При этом обеспечивается подтягивание или опускание подъемного сосуда до уровня, в котором устанавливается равновесие системы. В статической САУ—В электромагнитный момент двигателя для удерживания подъемного сосуда на весу перед стопорением создается за счет некоторого смещения — отклонения подъемного сосуда и шунта-магнита от заданного уровня остановки. Величина этого статического отклонения от заданного уровня определяется качественными показателями САУ—В. При использовании статической САУ—В остановка подъемного сосуда будет соответствовать θ и симметричному расположению магнита относительно Д-В и Д-Н только при уравновешенной подъемной установке и нулевой статической нагрузке. При другой величине статической нагрузки любого знака расположение шунта-магнита относительно Д-В и Д-Н оказывается несимметричным.

Астатическая САУ—В обеспечивает удержание подъемного сосуда на заданном уровне с минимальной ошибкой.

При действии САУ—В в процессе выравнивания подъемного сосуда статическая нагрузка не изменяет знака. Если статическая нагрузка положительного знака, то статическая путевая ошибка при выравнивании будет иметь отрицательный знак и наоборот. На скиповых подъемных установках, с подходом скипа к месту загрузки с одной стороны, процесс выравнивания будет характеризоваться статической нагрузкой и статической путевой ошибкой выравнивания неизменного знака. Поэтому при подходе подъемного сосуда к заданному уровню момент двигателя для удержания си-

стемы в равновесном состоянии на заданном уровне с большей точностью может быть создан за счет некоторого смещения шунт-магнита от уровня точной остановки в сторону, противоположную путевой статической ошибке выравнивания. На клетевых подъемных установках, характеризующихся подходом подъемного сосуда с двух сторон и изменением знака статической нагрузки, шунт-магнит должен быть установлен симметрично относительно Д-В и Д-Н, когда подъемный сосуд размещается точно на заданном уровне. В данном случае смещение путевой характеристики ДП для компенсации путевой ошибки может осуществляться искусственно каждый раз при осуществлении выравнивания подъемного сосуда на заданном уровне в зависимости от знака и величины статической нагрузки. Реализация такого способа компенсации статической путевой ошибки выравнивания описана ниже.

После завершения процесса выравнивания положения подъемного сосуда на заданном уровне посредством САУ—В осуществляется стопорение подъемной машины рабочим тормозом. Действие релейной части схемы при стопорении поясняется рис. 3.4. В зоне точной остановки РТО включает реле РВТ. Реле включения РВТ с выдержкой времени, достаточной для выравнивания подъемного сосуда на заданном уровне, отключает реле РПВ или РПН. Далее отключаются В или Н, КОП и ТР, вследствие чего приводится в действие механический рабочий тормоз, осуществляющий стопорение машины.

Схема использования МУРП—РТО выполняется таким образом, что РТО блокируется на большей части пути движения машины для исключения его ложных срабатываний из-за возможного изменения величины тока смещения МУРП.

Временная регулируемая задержка действия РТО. Положение точки срабатывания РТО с A_1 на A_2, A_3 (см. рис. 3.5) можно изменить уровнем напряжения срабатывания. При действии САУ—В с точки B_1 система управления становится нелинейной. Нелинейность в контуре управления исключается лишь на линейном участке характеристики $U_{д.п}(h)$.

Начало работы САУ—В с точки Л-В (Н) на линейной части характеристики $U_{д.п}(h)$ может быть достигнуто использованием временной задержки действия РТО от точки A_1 до точки Л-В. Точки срабатывания РТО и выдачи сигнала временной задержки на перестройку САУ—С на САУ—В, пределы зоны действия САУ—В показаны на рис. 3.5, а.

Временная задержка может быть использована:

для перестройки структуры системы управления САУ—С на САУ—В и возможного изменения параметров системы управления;
 для замещения скорости дотягивания в САУ—С ($V_{дот} = 0,5$ м/с) на входную скорость САУ—В меньшего значения ($v_{вх} = 0,25 \div 0,12$ м/с) с обеспечением минимального времени движения с такой скоростью в пределах нелинейной части характеристики $U_{д.п}(h)$;

для того, чтобы переход от $v_{\text{дог}} = \text{const}$ (САУ—С) к $v_{\text{вх}} = \text{const}$ (САУ—В) закончился к началу линейного регулирования САУ—В.

Эти мероприятия позволяют:

уменьшить выброс тока якорной цепи привода при замещении $U_{\text{з.с}}$ на $U_{\text{з.п}}$;

начать процесс выравнивания с весьма малой установившейся скоростью и ограничить колебания параметров САУ—В в процессе выравнивания подъемного сосуда на заданном уровне.

На рис. 3.5, б, в показаны изменения напряжения датчика положения, скорости и тока привода по пути в процессе выравнивания подъемного сосуда на заданном уровне. Если временная задержка обеспечивает включение САУ—В в точке Л-В, то система управления в процессе выравнивания работает как линейная. При этом регулирование положения (выравнивания) подъемного сосуда осуществляется со скоростью дотягивания $v_{\text{дог}}$, заданной при программном регулировании скорости. Примерный характер протекания процесса выравнивания, изменения скорости в процессе выравнивания по пути показан на рис. 3.5, б. Этот процесс будет в значительной степени зависеть от величины входной скорости САУ—В и заданной максимальной скорости выравнивания. Во всех случаях при большей входной скорости САУ—В неизбежно большее перерегулирование скорости и тока якорной цепи привода при выравнивании (рис. 3.5, б, в). Если обеспечивается временная задержка включения САУ—В с точки А₁ до В₂, то при задании малой входной скорости САУ—В, например v_2 (см. рис. 3.5, б), к моменту линейного регулирования положения (выравнивания) подъемного сосуда может быть достигнуто плавное уменьшение скорости до заданной малой величины v_2 . При этом дальнейший процесс выравнивания может быть закончен без перерегулирования, как показано штрихпунктиром на рис. 3.5, б, в.

3.2. Датчик положения подъемного сосуда.

Схема, конструктивные параметры, характеристики

Датчик положения подъемного сосуда ДП на уровне его загрузки-разгрузки разработан на основе использования двух магнитных выключателей типа ВМ-62 и ВМ-66. С целью измерения величины отклонения подъемного сосуда вверх или вниз от заданного уровня два датчика типа ДВМ-62, ДВМ-66 устанавливаются в стволе по вертикальной оси на расстоянии $h_{\text{д}} = 0,35 \div 0,4$ м, а постоянный магнит МВМ-60 — на подъемном сосуде горизонтально (N—S), посередине между горизонтальными осями, когда подъемный сосуд находится на заданном уровне загрузки-разгрузки. Середина между датчиками соответствует заданному уровню остановки подъемного сосуда. Входное напряжение ДП образуется в результате соединения выходных зажимов станций в дифференциальную схему. Зазор между датчиками и шунтом-

магнитом, устанавливаемый для продолжительной эксплуатации, должен находиться в пределах $\delta = 45 \div 55$ мм. Входящие в ДП датчики путевых выключателей со своим движущимся шунтом-магнитом занимают в пространстве ствола объем, свободный от другого оборудования.

На схеме (см. рис. 3.2) два путевых датчика типа ДМВ-60 обозначены Д-В и Д-Н, две станции управления типа СВМ-60 обозначены С-В и С-Н, а постоянный магнит типа МВМ-60 обозначен М. Выходы станций выключателей СВМ-62, СВМ-66 соединяются в дифференциальную схему через двухполупериодные выпрямительные мосты. Напряжение на выходе дифференциальной схемы определяется $U_{д.п} = (U_в - U_н)$ — разностью выходных напряжений двух станций СВМ-60, изменяющихся в зависимости от положения подъемного сосуда (ПС) и шунта-магнита М относительно датчиков Д-В и Д-Н. Напряжение на выходе датчиков выключателей оказывается одинаковым $U_в = U_н$, разность напряжений — выходное напряжение дифференциальной схемы ДП равно нулю: $U_{д.п} = U_в - U_н = 0$. При перемещении подъемного сосуда и шунта-магнита из нулевого положения ближе к одному из датчиков и дальше от другого напряжение на выходе каждого из путевых выключателей изменяется, изменяется их разность напряжений.

Характеристика датчика положения ДП — зависимость выходного напряжения от положения шунта-магнита $U_{д.п}(\pm h)$ приведена на рис. 3.6, а. Она является симметричной относительно нулевого положения М, Д-В, Д-Н. Она ограничена по пути движения размещением датчиков и расстоянием, в котором проявляется действие датчиков путевых выключателей Д-В и Д-Н. Характеристика датчика положения несколько изменяется при изменении расстояния между датчиками выключателей h_d . При $h_d \leq 0,3 \div 0,2$ м появляется и расширяется нежелательный лифт в характеристике, неизбежно увеличивающий статическую путевую ошибку $\Delta h_{ст}$ относительно 0 на $U_{д.п}(h)$. Расстояние между датчиками Д-В и Д-Н принято $h_d = 0,4$ м. При этом для ДП, построенного на ДВМ-66 и СВМ-66, величина $U_{д.п.макс} = 10 \div 11$ В, внутренняя линейная зона $U_{д.п}(\pm h)$ имеет ширину 0,2—0,3 м. Передаточный коэффициент датчика положения на линейной части характеристики определяется $k_{д.п} = 0,2 \div 0,1$ В/мм. На характеристику $U_{д.п}(h)$ и величину $k_{д.п}$ оказывает незначительное влияние изменение зазора между датчиками и шунтом-магнитом: при $\delta = \pm 5$ мм изменение $k_{д.п}$ не превышает ± 1 %.

Когда шунт-магнит М выходит за пределы путевых датчиков Д-В, Д-Н, входящих в ДП, магнитные цепи обоих датчиков оказываются разомкнутыми, действие ДП прекращается. Ширина одной ветви характеристики ДП в зависимости от типа используемых датчиков ДВМ-62 или ДВМ-66 составляет 0,4—0,6 м. Зона действия САУ—В составляет только часть характеристики $U_{д.п}(h)$. Путевая характеристика ДП, как и ее часть по пути, на которой действует САУ—В, зависит от способов установки датчиков,

шунта-магнита, уставки на срабатывание реле точной остановки РТО.

В случае необходимости внутренняя зона характеристики может быть принята нелинейной, например, за счет установки

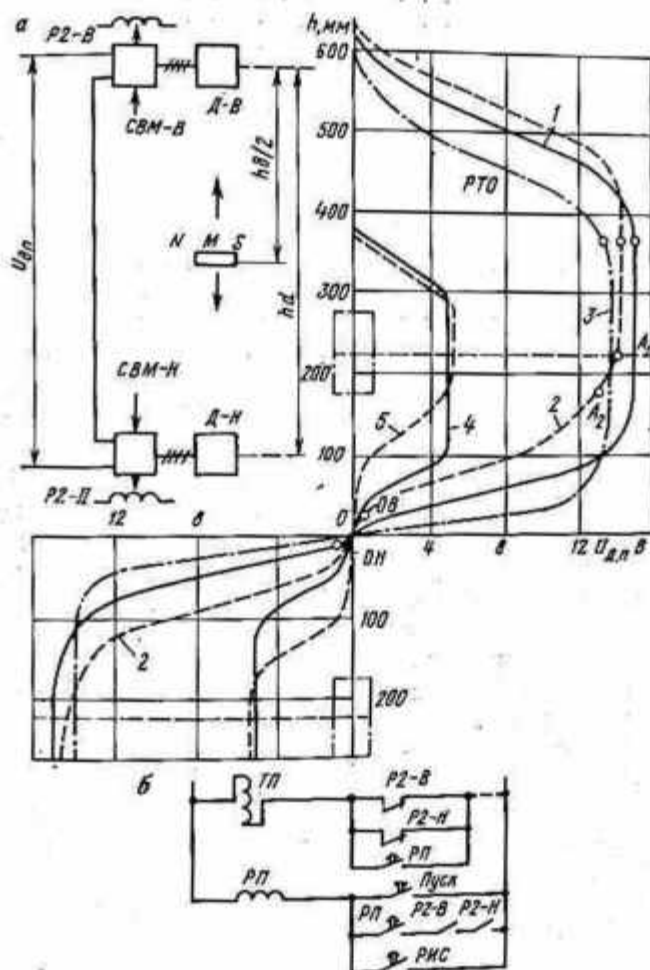


Рис. 3.6. Путевая характеристика датчика положения, основанного на применении датчиков ДВМ и СВМ (а), схема защиты подъемной установки от аварийного выхода подъемного сосуда из зоны регулирования положения до подачи пускового сигнала (б):

для датчиков ДВМ-66 и СВМ-66: 1 - $h_d = 0,45$ м; $k_{д.п} = 140$ В/м; 2 - $h_d = 0,4$ м; $k_{д.п} = 120$ В/м; 3 - $h_d = 0,3$ м; $k_{д.п} = 320$ В/м; для датчиков ДВМ-62 и СВМ-66: 4 - $h_d = 0,3$ м; $k_{д.п} = 80$ В/м; 5 - $h_d = 0,5$ м; $k_{д.п} = 50$ В/м

$h_d < 0,4$ м. При $h_d = 0,2$ м внутренняя зона $U_{д.п} (\pm h)$ расширяется, но становится нелинейной, при подходе к уровню точной остановки уменьшается $k_{д.п}$. Это может быть использовано для

повышения демпфирующей способности САУ—В в зоне выравнивания.

Технические данные датчика положения подъемного сосуда

Состав ДП:		
датчики ДВМ-60	2
магнит МВМ-60	1
станции СВМ-60	2
Схема включения СВМ	Дифференциальная
Расстояние между датчиками ДВМ по вертикали h_d , м		0,4
Зазор между датчиками ДВМ и магнитом МВМ σ , мм		50—55
Напряжение питания ДП — станций СВМ U_c , В		380
Максимальное выходное напряжение ДП $U_{д.п. макс}$, В		11
Пределы линейной части характеристики $h_{д.п. лив}$, м		0,1—0,2
Передаточный коэффициент ДП на линейной части $k_{д.п.}$ В/м		0,1—0,2
Максимальный путь, на котором действует ДП, $h_{д.п. макс}$, м		$\pm 0,6—0,4$

Влияние параметров характеристики датчика положения на процессы в САУ—В. В САУ—В без программного устройства формирования задания скорости на входе САУ—С осуществляется ДП-РП. При этом процессы в системе определяются видом и параметрами путевой характеристики датчика положения. При условии исключения влияния статической нагрузки на процессы выравнивания подъемного сосуда на заданном уровне представляется возможным увязать характеристику датчика положения с параметрами диаграммы движения и параметрами САУ.

Электрические параметры ДП оказывают влияние на показатели качества системы управления в статическом режиме, когда процесс управления САУ—В закончился и скорость в равновесном состоянии равна нулю.

При определении статической путевой ошибки САУ—В из ее структурной схемы исключают звенья, обладающие упругостью.

Статическая ошибка по положению $\Delta h_{ст}$ в линейной САУ—В (с использованием ДП-РП с линейной характеристикой) пропорциональна $U_{р.п.}$ и $U_{д.п.}$ и должна определяться из условия равновесия системы при $v = 0$, достигаемого при равенстве заданного и действительного тока привода:

$$\Delta h_{ст} = \frac{U_{р.п.}}{k_{р.п.} k_{д.п.}} = \frac{U_{р.п.}}{k_{д.п.-р.п.}}; \quad (3.1)$$

$$U_{р.п.} = \frac{U_{р.с.}}{k_{р.с.}} = \frac{k_{\tau} I_c}{k_{р.с.}}; \quad (3.2)$$

$$\Delta h_{ст} = \frac{k_{\tau} I_c}{k_{р.с.} k_{д.п.-р.п.}}. \quad (3.3)$$

По условиям клетевой подъемной установки на Урупском руднике

$$I_c = I_n = 750 A; \quad k_{р.с.} = 5;$$

$$k_{\tau} = \frac{U_{p. \tau \max}}{2I_{п. п}} = \frac{20}{1500} = 0,0133 \text{ В/А};$$

$$k_{д. п} = \frac{\Delta U_{д. п}}{\Delta h_{д. п}} = \frac{10}{0,1} = 100 \text{ В/м.}$$

Требуемая статическая точность регулирования составляет $\Delta h_{ст} = 0,05$ м. Коэффициент усиления регулятора положения РП-П должен быть таким, чтобы обеспечить указанное значение требуемой точности регулирования:

$$k_{р. п} = \frac{k_{\tau} I_c}{k_{д. п} k_{р. с} \Delta h_{ст}} = 0,4. \quad (3.4)$$

Из рассмотрения характеристики ДП следует:

$$U_{д. п} = k_{д. п} \Delta h_{ст} = U_{д. п \max} \frac{\Delta h_{ст}}{h_{д. п}}; \quad (3.5)$$

$$\Delta h_{ст} = h_{д. п} \frac{U_{д. п}}{U_{д. п \max}}, \quad (3.6)$$

где $h_{д. п}$ — путевая ошибка при управлении выравниванием, соответствующая линейной зоне характеристики ДП.

Для статического режима САУ—В справедливы следующие соотношения:

$$\frac{I_c}{I_{c \max}} = \frac{U_{р. с}}{U_{р. с \max}} = \frac{U_{д. п} k_{р. п} k_{р. с}}{U_{р. с \max}} = \frac{U_{д. п}}{U_{д. п \max}}; \quad (3.7)$$

$$\Delta h_{ст} = h_{д. п} \frac{U_{р. с \max} I_c}{U_{д. п \max} I_{c \max} k_{р. п} k_{р. с}} = \frac{k_{\tau} I_c}{k_{р. с} k_{д. п-р. п}}, \quad (3.8)$$

показывающие, что точность ($\Delta h_{ст}$) остановки зависит от величины изменения нагрузки $k_{\Delta I} = I_c / I_{c \max}$ параметров САУ—В и ДП-РП. Уменьшение $\Delta h_{ст}$ может быть достигнуто при увеличении $k_{р. п}$, а также $k_{р. с}$, если такое увеличение допускается по характеру протекания переходного процесса при переходе от САУ—С к САУ—В.

Условием удержания двигателем $Q_{г. \max}$ при $I_{c \max}$ на весу в зоне выравнивания является $I_c \leq I_{c \max}$ и $\Delta h_{ст} < h_{д. п}$.

Электрические параметры датчика положения оказывают влияние на характер протекания переходных процессов. Вид процесса регулирования положения при использовании статической САУ—С зависит не только от демпфирования САУ—В, но и от вида характеристики ДП-РП. В линейной САУ—С в зоне малых перемещений коэффициент обратной связи по положению $k_{п}$ степень демпфирования $\xi_{п}$ определяют из следующих выражений:

$$\xi_{п} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{k_{п}}{T_{\mu п}}}, \quad (3.9)$$

где $T_{\mu п} = a_{п} T_{\mu}$.

$$k_n = \frac{k_c}{k_{д.п} k_{р.п}} = \frac{k_c \Delta h}{U_{д.п} k_{р.п}} \quad \text{и} \quad U_{д.п} = \frac{k_c \Delta h}{k_n k_{р.п}}. \quad (3.9a)$$

На основании (3.9a) получим выражение для ξ_n , определяющее динамику САУ—В при малых путевых рассогласованиях без ограничения по I_n и $u_{доп}$:

$$\xi_n = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{k_c}{k_{д.п} k_{р.п} T_{\mu n}}}, \quad (3.10)$$

на основании которого находят коэффициент передачи пропорционального регулятора положения

$$k_{р.п} = k_c / (4\xi_n^2 k_{д.п} T_{\mu n}). \quad (3.11)$$

Процессы в САУ—В косвенно связаны не только с электрическими параметрами датчика положения, но и с его размерами как при наличии в системе программного регулирования скорости, так и без него. В обоих случаях движение осуществляется от начала действия САУ—В до окончания выравнивания на пути, равном линейной части характеристики датчика положения $h_{д.п}$. Таким образом, величина $h_{д.п}$ связана с величиной входной скорости $v_{вх}$, соответствующей началу управления САУ—В и величиной рывка ρ , ограниченного настройкой САУ—С:

$$h_{д.п.л} = \frac{\rho t^3}{6}; \quad (3.12)$$

$$v_{вх} = \frac{\rho t^2}{2}; \quad (3.13)$$

$$h_{д.п} = \frac{\rho}{6} \left(\sqrt{\frac{2v_{вх}}{\rho}} \right)^3. \quad (3.14)$$

Из (3.14) следует, что участок позиционного регулирования уменьшается с уменьшением величины $v_{вх}$. Целесообразно уменьшение скорости дотягивания в САУ—С до скорости входа $v_{вх}$ в САУ—В. Если принять $v_{вх} = v_{доп} = 0,5$ м/с и $\rho = 2$ м/с³, то требуемая величина пути управления САУ—В составляет $h_{д.п} \approx 0,1$ м.

Датчик положения ДП, построенный на базе двух выключателей ВМ-66, соединенных в дифференциальную схему, обеспечивает линейную часть характеристики, практически соответствующую расчетным данным: $h_{д.п.факт} = 0,1 \div 0,15$ м.

Выражение, связывающее путь движения $h_{д.п}$, входную скорость $v_{вх}$ и статическую нагрузку I_c , представляют в виде

$$\Delta h_{ст} = h_{д.п} \frac{I_c}{I_{c.макс}} = \frac{\rho}{6} \left(\sqrt{\frac{2v_{вх}}{\rho}} \right)^3 \frac{I_c}{I_{c.макс}}. \quad (3.15)$$

При выравнивании подъемного сосуда на заданном уровне с $Q_c = \text{const}$ ($I_c = \text{const}$) выбор уровня скорости $v_{вх}$ при переходе

к действию САУ—В определяет формирование процесса регулирования выравнивания подъемного сосуда. При неизменных параметрах САУ—В и $h_{д.п} = \text{const}$ уменьшение $v_{вх}$ должно определять уменьшение σ_v .

Наименьшая скорость входа $v_{вх \text{ min}}$ ограничивается наименьшим напряжением $U_{р.п \text{ min}}$, обеспечивающим условие удержания наибольшего груза $Q_{г \text{ max}}$ ($I_{с \text{ max}}$) на весу в линейной зоне ДП.

Если на выходе РП — входе РС используют электронное устройство задания программы скорости, то процессы в САУ—В аналогичны процессам в САУ—С с заданием на входе РС постоянной скорости. Для уменьшения времени регулирования до точной остановки должно задаваться предельное по ПБ ускорение (для грузовых установок $j \leq 1 \text{ м/с}^2$, для людских $j \leq 0,75 \text{ м/с}^2$), чтобы путь выравнивания оставался в пределах активной зоны ДП.

Процессы в САУ—В косвенно связаны с размерами датчика положения, видом его путевой характеристики, формой изменения $U_{д.п}$, а также с ограничением параметров движения j, ρ в процессе регулирования положения.

Выявленные для САУ—В без учета упругости каната зависимости между передаточным отношением регулятора положения, задаваемым начальной скоростью выравнивания, и задаваемой датчиком положения величиной пути рассогласования сосуда, могут быть использованы в инженерной практике для настройки статической САУ—В на заданный процесс выравнивания.

Например, при выравнивании сосуда на заданном уровне с $Q_r = \text{const}$, $h_{д.п} = \text{const}$ выбор скорости замещения при переходе от САУ—С к САУ—В может быть использован для уменьшения амплитуды отклонения сосуда от уровня (путевой ошибки).

Способы изменения характеристики датчика положения подъемного сосуда. При использовании ДП не только в САУ—В для выравнивания подъемного сосуда и его точной остановки на заданном уровне, но и в САУ—П при регулировании положения подъемного сосуда в процессе загрузки-разгрузки пределы действия ДП по пути и минимальная длина линейной части характеристики ДП должны быть увязаны с величиной упругой деформации каната. Длина линейной зоны характеристики ДП должна составлять часть максимальной величины упругой деформации каната, но она должна быть больше величины динамической ошибки регулирования положения, определяемой качеством САУ—П.

Величина линейной зоны характеристики ДП должна быть больше динамической ошибки регулирования положения и меньше допустимого по технологии подъемных установок отклонения подъемных сосудов от заданного уровня в процессе загрузки-разгрузки.

Допустимое отклонение подъемного сосуда от заданного уровня при их загрузке в случае неизменной высоты подъема определяется типом подъемной установки, конструктивным исполнением подъемных сосудов, а также способом загрузки. Допустимое отклонение

скипов при загрузке примерно в 2 раза больше допустимых отклонений клетки.

Датчик положения с характеристикой (см. 3.6, а) имеет линейную часть $h_{д.п.лин} = 0,2 \div 0,25$ м. Датчик положения с таким исполнением характеристики определяет необходимость выдвижения требования к САУ—П об ограничении динамической ошибки регулирования

$$\Delta h_{дин} \leq \frac{h_{д.п.лин}}{2} = 100 \div 125 \text{ мм.}$$

Система управления положением должна обеспечивать $\Delta h_{дин} = 100 \div 125$ мм при использовании на клетевых подъемных установках наибольшей глубины. При меньших глубинах подъема и меньших величинах упругой деформации каната САУ—П того же качества будет иметь меньшие динамические ошибки. В принципе можно принять $h_{д.п.лин} = \Delta h_{доп.техн.}$. В этом случае может быть допущена наибольшая динамическая ошибка регулирования, а требования к САУ—П по качеству управления могут быть снижены. Из этого следует, что на качество управления оказывают влияние параметры характеристики ДП, поэтому должна быть возможность варьирования параметров характеристики датчика положения.

Можно использовать следующие способы варьирования характеристики $U_{д.п}(h)$:

изменением расстояния между датчиками Д-В и Д-Н при установке их на одной вертикальной оси;

изменением зазора между датчиками Д-В, Д-Н и шунтом-магнитом М;

изменением установки датчиков и шунта-магнита на ферромагнитной или диамагнитной основе;

изменением магнитной силы шунтов-магнитов использованием нескольких магнитов, по-разному расположенных по отношению к датчикам и друг к другу;

применением датчиков с ферромагнитными накладками, удлиняющими распространение магнитного потока, замыкающегося между постоянным магнитом и датчиком;

изменением взаиморасположения датчиков и шунтов-магнитов в пространстве.

При изменении взаиморасположения датчики и шунты-магниты могут находиться по двум разным вертикальным осям с расстоянием между осями больше 0,4 м. Это уменьшает взаимное магнитное влияние и позволяет получить внутреннюю линейную зону $U_{д.п}(h)$ с увеличенным передаточным отношением датчика до $k_{д.п} = 0,4$ В/мм.

Величина рабочего зазора между датчиками и шунтом-магнитом $\sigma = 50 \div 55$ мм принимается малоизменяющейся с тем, чтобы при допустимом его отклонении $\Delta \sigma = \pm 5$ мм характеристики дат-

чика положения — зависимости $U_{д.п} = f(h)$ были наиболее близки друг к другу.

Линейная зона действия датчика положения изменяется в пределах 0,05—0,5 м, а передаточный коэффициент датчика положения в пределах 80—140 В/м. Изменение величины $k_{д.п}$ достигается изменением силы магнита, изменением числа устанавливаемых магнитов и расстояния между магнитами от 0,1 до 0,2 м.

Для уменьшения безопасности работы подъемной установки при использовании САУ—В и САУ—П, уменьшения возможности аварийного выхода подъемного сосуда из зоны регулирования целесообразно расширить внешнюю зону характеристики датчика положения $U_{д.п}(h)$. Для этой цели используют ферромагнитные накладки переменного сечения на датчики Д-В и Д-Н, расширяющие распространение поля постоянного магнита в пространстве. При этом пологая внешняя часть путевой характеристики датчика может быть расширена до 1,5 м.

Предложенный датчик положения в сочетании с разработанными способами изменения $U_{д.п}(h)$ удовлетворяет требованиям использования его в САУ—В и САУ—П практически для подъемных установок любого исполнения.

3.3. Повышение точности управления САУ—В

Одним из способов уменьшения $\Delta h_{ст}$ в САУ—В является введение корректирующей положительной связи по току привода $\pm |I_{я}|$ на вход ДП [13]. Для повышения точности выравнивания подъемного сосуда может быть применен датчик статической нагрузки ДСН, подключенный на вход ДП, определяющий и запоминающий статический ток $\pm I_c$ путем измерения $I_{я}$ при движении с постоянной скоростью. Однако такой ДСН не может быть использован в САУ—В при изменении статической составляющей тока. Целесообразна корректировка по I_c , действующая при изменении статического момента (тока), включая режим удержания двигателя подъемного сосуда на заданном уровне.

В САУ—В определение статической составляющей тока привода может быть выполнено по разности полного тока и его динамической составляющей $I_{дин}$. Измерение этих величин может производиться в любой точке движения перед входом в зону ДП и выравниванием подъемного сосуда на $v_{доп}$ и при удержании Q_r моментом двигателя при $v = 0$. При условии $v = 0$ и $\Phi_{дв} = \text{const}$ справедливо равенство $I_{я} = I_c$.

В переходных процессах производят измерение $I_{я}$ и $I_{дин}$. Величина $I_{я}$ измеряется датчиком тока ДТ, включенным в якорной цепи привода. Величина $I_{дин}$ может быть измерена путем дифференцирования э. д. с. тахогенератора $E_{т.г.}$. Простейшее дифференцирующее звено дифференцирует пульсации $E_{т.г.}$. Дифференцирование по схеме, выполненной на усилителях УБСР, уменьшает этот недостаток. В схеме два усилителя-регулятора: пропорцио-

нальный У1 и включенный в его обратную связь интегральный У2. Передаточная функция реального Д-звена:

$$W_D(p) = \frac{k}{k \frac{1}{pT_1} + 1} = \frac{pT}{pT_1 + 1}, \quad (3.16)$$

где k — коэффициент передачи пропорционального усилителя У1; T — постоянная интегрирования; $T_1 = T/k$.

Напряжение $U_{y2} = I_{дин}$. Суммирование I_n и $I_{дин}$, как суммирование напряжений $U_{д.т}$ и U_{y1} выполняется на входе У3, напряжение на выходе которого $U_{y3} = I_c$ (рис. 3.7).

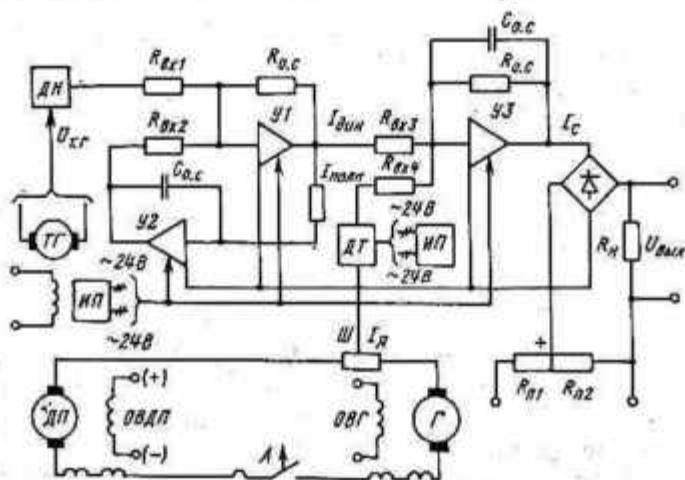


Рис. 3.7. Измерение статического тока в приводе Г—Д. Схема электрическая принципиальная

На основании уравнений

$$\left. \begin{aligned} E_r &= I_n R_n + L_n \frac{dI_n}{dt} + E_{дин}; \\ M &= M_c(h) \pm \frac{\Sigma GD^2}{38,3} \frac{dn}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (3.17)$$

можно выразить изменение статической составляющей тока привода.

В (3.17) M — электромагнитный момент двигателя, или текущие значения суммы статической и динамической составляющих. Составляющие момента (тока) определяют на основании следующих преобразований:

$$E_r = R_n I_n + L_n \frac{dI_n}{dt} + \int \frac{k_c \cdot 38,3}{\Sigma GD^2} (M - M_c) dt; \quad (3.18)$$

$$\frac{dE_r}{dt} = \tilde{R}_n \left[\frac{dI_n}{dt} + T_n \frac{d^2 I_n}{dt^2} + \frac{1}{T_n} I_n - \frac{1}{T_m} I_c \right]; \quad (3.19)$$

$$I_c(p) = I_n(p) - I_{дин}(p) = \frac{E_r(p)}{p + p^2 T_n + \frac{1}{T_m}} + \frac{I_c(p)}{p + p^2 T_n + \frac{1}{T_m}}. \quad (3.20)$$

Слагаемое $I_{дин}$ определяет составляющую тока двигателя, вызванную E_r , а слагаемое I_c — составляющую от статической нагрузки. Реализацию зависимости (3.20) выполняют с помощью схемы, приведенной на рис. 3.7. Сигнал, пропорциональный I_c , снимается с усилителя УЗ.

В схеме ДСН, кроме узлов выделения I_c , имеются входы для включающих-отключающих сигналов, узел запоминания I_c . Включение ДСН производится на $u_{дот}$ по импульсу одного путевого выключателя схемы. При этом корректируется процесс при $I_c = \text{const}$. Сбрасывание первого измерения и выполнение второго производится при действии механического устройства загрузки-разгрузки, по импульсу путевых выключателей ДП (реле), срабатывающих при минимальном отключении клетки от заданного положения в результате изменения Q_r . Основой запоминающего узла является блок УБСР — высокоомный модулятор МВ. Напряжение $U_{д.с.п.} = I_c$ вводится (при действии РТО) на вход ДП.

При такой характеристике складываются напряжения $\pm U_{д.п.}$ и $\pm U_{д.с.п.}$. При сдвиге точки O (см. рис. 3.6, а) характеристики ДП в точку OH или OB МВМ должен занять новое положение относительно каждого ДВМ, более близкое к точке O , а клеть — более близкое к заданному.

На промышленной установке использован ДСН с запоминанием I_c шаговым искателем ШИ. Движение ШИ начинается по команде от путевых выключателей при $u_{дот}$. Падение напряжения в якровой цепи привода сравнивается с напряжением на потенциометре, присоединенном к ламелям ШИ. Измеренная величина I_c фиксируется в виде $U_{1н.ш.п.}$. К другим рядам ламелей ШИ подключены потенциометры, падение напряжения на которых соответствует $\pm I_c$. Сопротивление ШИ регулирует напряжение, подаваемое на ДП. Действие ДСН снимается пусковым сигналом. Зависимость между I_n и $U_{д.с.п.}$ линейная. ДСН—ШИ измеряет I_c с точностью до $0,2 I_{н.п.}$, определяемой дискретностью ШИ. Управление измерением выполнено на транзисторных логических элементах.

Электрохимические устройства измерения статической нагрузки. Измерение статической нагрузки подъемной машины обычно осуществляется косвенным путем. Большая часть исполнений измерительных устройств выполнена для скиповых подъемов. На скиповых подъемных установках получил применение способ измерения величины массы полезного ископаемого в дозаторах перед его погрузкой в подъемный сосуд. Для этих целей чаще используют электрохимические измерительные устройства. При-

меняют способ измерения, основанный на действии массы дозатора с опорой на динамометр. Используют также устройства, преобразующие усилия в электрические величины.

Для измерения груза в дозаторе автоматизированного загрузочного устройства может быть использован магнитоупругий датчик типа КДС с контактным и бесконтактным выходом, исполнения которого обеспечивают измерение массы в пределах 12—50 т с точностью 10 %.

Для измерения груза в вагонетках перед закатыванием их в клеть может быть использован магнитоупругий датчик усилия типа ДМУ-1 с электронным блоком на бесконтактных логических элементах или реле РМУГ, обеспечивающее измерение усилия в пределах 5—50 кН с точностью 5 %.

Преимущества электромеханических и электрических измерителей статической нагрузки заключаются в следующем:

обеспечиваются возможность отдельной установки устройств измерения и возможность передачи измеряемых величин на расстоянии;

обеспечивается достаточно высокая точность измерения; охватывается измерение очень больших грузов и больших размеров;

могут производиться измерения во взрывоопасной среде (преобразовывающая часть размещена на поверхности).

Выводы

Точная остановка подъемных сосудов может быть выполнена на основе системы выравнивания САУ—В подъемного сосуда на заданном уровне посредством электропривода и датчика положения, который при проходе подъемного сосуда выше или ниже заданного положения выдает непрерывно изменяющийся сигнал управления знака и величины, необходимый для обеспечения действия электропривода на возвращение подъемного сосуда на заданный уровень. После окончания выравнивания точная остановка фиксируется накладыванием механического рабочего тормоза.

Основными необходимыми элементами САУ—В должны быть датчик положения подъемного сосуда, основанный на непосредственном определении положения подъемного сосуда на уровне загрузки-разгрузки, а также устройство включения САУ—В в конце движения на скорости дотягивания.

Датчик положения подъемного сосуда на уровне загрузки-разгрузки, основанный на использовании двух магнитных выключателей ВМ-60, включенных в дифференциальную схему, удовлетворяет требованиям, выдвигаемым к его использованию в САУ—В и САУ—П. ♣

Схема и конструкция датчика позволяют выполнить варьирование характеристики за счет взаиморасположения двух датчиков относительно друг друга и изменения количества применяемых

шунтов-магнитов. Датчик положения может обеспечить линейную зону регулирования в пределах 0,2—0,3 м, при этом его передаточный коэффициент составляет 0,1—0,2 В/мм. Пределы изменения характеристики датчика могут быть доведены до 1,5 м.

На процессы в САУ—В оказывают влияние вид и параметры путевой характеристики датчика положения подъемного сосуда. Характер изменения напряжения датчика определяет ограничение параметров движения (ускорения и рывка). При выравнивании сосуда на заданном уровне с $Q_r = \text{const}$ выбор скорости замещения при переходе от САУ—С к САУ—В может быть использован для уменьшения путевой динамической ошибки регулирования.

Для уменьшения путевой ошибки выравнивания подъемного сосуда на заданном уровне может быть использована корректировка характеристики положения по статической нагрузке. Для этой цели применяют устройства измерения статической нагрузки, выполненные на основе вычитания из полного тока его динамической составляющей или на основе измерения упругой деформации каната.

Во всех случаях должно использоваться устройство запоминания, позволяющее вводить в систему управления информацию о статической нагрузке в нужные моменты времени.

Система выравнивания подъемного сосуда на заданном уровне решает задачу точной остановки воздействием на рабочий тормоз, но не решает задачи устранения изменения положения подъемного сосуда при изменении статической нагрузки в процессе загрузки-разгрузки и изменения упругой деформации каната. При больших значениях упругой деформации каната оказывается целесообразным осуществление системы регулирования положения подъемного сосуда в процессе загрузки-разгрузки посредством электропривода.

4. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПОДЪЕМНЫХ СОСУДОВ ПОСРЕДСТВОМ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ПРИ ЗАГРУЗКЕ-РАЗГРУЗКЕ НА ВЕСУ

4.1. Постановка задачи и основные принципы построения систем регулирования положения

Осуществление режима регулирования положения подъемных сосудов при их загрузке на весу впервые еще в 1948 г. выдвинул д-р техн. наук В. С. Тулин. Затем этот вопрос разрабатывался рядом авторов и организаций.

В соответствии с разработками ВНИИЭлектропривода в 1955 г. были проведены испытания опытных систем регулирования положения на лифтах высотных зданий Москвы, на клетевой подъемной установке шахты им. К. Либкнехта. В работе [19] выполнены исследования одной из возможных структур системы управления выравниванием подъемного сосуда на заданном уровне, пригодной для неглубоких шахт. В [13] предложен принцип построения системы выравнивания подъемного сосуда на заданном уровне для обеспечения точной остановки посредством стопорения подъемной машины рабочим тормозом. Кроме того, рассмотрен вопрос влияния упругости каната на переходные процессы в следящей системе позиционного управления приводом подъемных установок.

В работах [10, 13, 14, 30] показано, что при проектировании систем управления положением подъемного сосуда необходимо принимать во внимание упругость каната в замкнутом контуре регулирования; рассмотрены учет в динамике САУ упругости звеньев механизмов, упругости канатов, различный вид нелинейностей в многомассовых механических системах.

Одним из вопросов в указанных работах является исследование динамики САУ—П при различном характере возмущающего воздействия. Главным образом рассмотрены наиболее тяжелые режимы — при наиболее быстром изменении статической нагрузки. Отмечено, что значение проблемы регулирования положения подъемных сосудов на заданном уровне будет возрастать при появлении большого числа новых подъемных установок (в особенности грузоподъемных) для обслуживания глубин до 1000 м и выше.

В связи с этим продолжаются исследования и конструктивная разработка САУ—П.

Задачи точной остановки подъемных сосудов и их нормальной загрузки качественно различаются в зависимости от технологических особенностей и условий работы подъемных установок. Величины допустимых отклонений от уровня загрузки составляют: для клеток с вагонетками и качающимися площадками 0,15—0,65 м, по комфортности входа-выхода людей 0,1—0,15 м, а для скипов 0,2—0,3 м.

При увеличении высоты подъема и длины каната процесс загрузки-разгрузки подъемных сосудов дополнительно затрудняется при увеличении его отклонения от заданного уровня вследствие изменения груза Q_r и упругой деформации каната Δh_k . Вытяжка каната под действием изменения концевой нагрузки может превышать величину отклонения, допустимого по технологии для нормальной загрузки-разгрузки. При этом не исключаются и возможные упругие колебания каната. Характер процессов загрузки скипов и клетей при разном характере приложения нагрузки показан на рис. 4.1.

Для клетевых подъемных установок следует различать загрузку-разгрузку на верхней приемной площадке и на горизонтах, грузов в вагонетках и малых грузов без вагонеток.

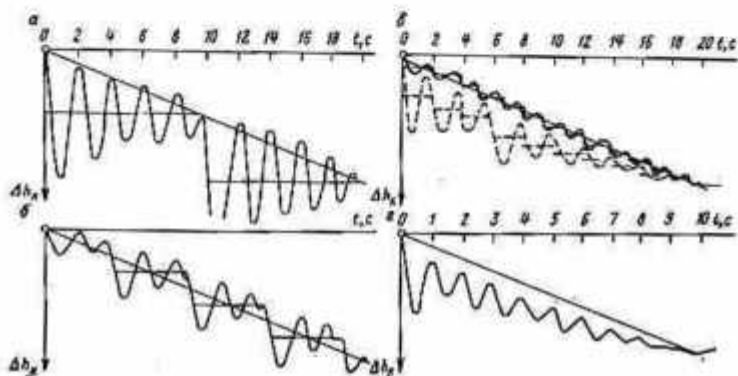


Рис. 4.1. Колебания подъемного сосуда при его загрузке на весу:

а — при выкатывании вагонетки в клеть; б — при приложении груза ступенями; в — при входе в клеть людей; г — при загрузке скипа

Загрузка-разгрузка клетей на верхней приемной площадке обычно не вызывает затруднений. При перевозке груза непосредственно в клеть или в вагонетках клеть посредством ствольных стопорных выключателей и тормоза может быть остановлена на уровне верхней площадки с точностью, необходимой для выкатывания вагонетки. Выгрузка вагонеток в большинстве случаев может быть произведена без применения посадочных устройств, так как при малой длине каната $H_{k \text{ min}}$ упругая деформация каната оказывается незначительной $\Delta h_{k \text{ min}}$. После разгрузки нет необходимости возвращать клеть на уровень площадки. Закатывание вагонетки может быть произведено в новом положении клетки, а обратное движение машины осуществлено с того положения клетки, которое занимает она после разгрузки на верхней площадке. Однако на многоканатных подъемных установках с высокими башенными копрами загрузка-разгрузка клетки на нулевой площадке может вызывать затруднения вследствие проявления уже существенной величины упругой деформации каната.

В случае перевозки малых грузов в клетки упругая деформация каната при снятии груза даже при большой глубине подъема, как правило, незначительная. При спуске-подъеме людей с большой глубины максимальное статическое удлинение каната оказывается уже весьма значительным. Это затрудняет вход-выход людей и приводит к потерям времени для возвращения клетки на заданный уровень.

Наибольшие затруднения создаются при вкатывании-выкатывании вагонетки с максимальными грузами на больших глубинах. Вследствие упругого удлинения каната клетка может занять положение, при котором оказывается невозможным выкатывание-вкатывание очередной вагонетки.

Условия работы усложняются на многогоризонтных клетевых подъемных установках при изменении нагрузки от номинальной одного знака до номинальной другого знака.

После выкатывания вагонетки с $Q_{г.н}$ на уровень площадки горизонтов на большой глубине клетка вследствие значительной величины упругой деформации каната Δh_k занимает новое положение, в котором невозможно вкатить вагонетку, так как рельсы в клетке и на площадке расходятся на значительное расстояние. При этом необходимо вернуть клетку на уровень по избежание аварии — забурирования вагонетки при ее скатывании.

Таким образом, для клетевых подъемных установок с целью обеспечения нормального процесса загрузки-разгрузки необходимо предусматривать компенсацию неточностей останковки и компенсацию упругой деформации каната. Для клетевых подъемных установок, работающих по подъему груза в вагонетках, неизбежно применение устройств для поддержания клетки на уровне загрузки-разгрузки. Поддержание клетки на уровне рабочей площадки может достигаться как средствами механического оборудования, так и средствами электропривода. В настоящее время компенсация неточностей останковки и упругой деформации каната осуществляется механическими устройствами с применением посадочных кулаков, стопоров для ограничения положения клетки снизу и сверху, качающихся площадок. Используют клетки, состоящие из внешней рамы, прикрепленной прицепным устройством к канату и передвигающейся в направляющих рамы внутренней площадки, которая становится на кулаки [13]. Применение посадочных кулаков требует выполнения маневровых операций, что усложняет управление машиной и увеличивает паузу между подъемами. Применение жестких посадочных кулаков недопустимо на многоканатных подъемных установках из-за возможного проскальзывания каната по шкиву.

Наиболее технически приемлемым решением является применение качающихся площадок. Конструкции качающихся площадок, например тилов КП, ограничены по грузоподъемности, их выполняют для вагонеток грузоподъемностью до 5 т. Ограничение

грузоподъемности качающихся площадок определяется увеличивающимися размерами, громоздкостью.

Скиповые подъемные установки характеризуются менее жесткими требованиями по точности остановки скипа у места погрузки. Однако точность остановки под действием тормоза по импульсу ствольного выключателя оказывается недостаточной, если учесть изменение положения скипа в результате изменения груза Q_r и упругой деформации каната при больших глубинах подъема. Изменение положения скипа относительно неподвижного лотка загрузочного устройства может удлинить время загрузки и привести к просыпанию полезного ископаемого. Для обеспечения нормальной загрузки скипов применяют механические компенсирующие устройства, например, в виде изменяющих положение лотков дозатора и др. Упругая деформация каната влияет на положение скипа и при разгрузке, особенно для многократных подъемных машин, устанавливаемых на высоких башенных копрах.

При очень больших глубинах подъема упругая деформация каната Δh_k настолько значительна, что механические устройства не могут обеспечить ее компенсацию. Поэтому следует отдать предпочтение регулированию положения подъемного сосуда на уровне загрузки-разгрузки посредством электропривода, создающего электромагнитный момент для удержания подъемного сосуда на весу при снятом тормозе. Современные средства управления электроприводом позволяют обеспечить реализацию такого рода систем регулирования положения САУ—П как для скиповых, так и для клетевых подъемных установок.

Применение САУ—П посредством электропривода оказывается целесообразным и наиболее эффективным прежде всего для однососудных подъемных установок; односкиповых с противовесом и одноклетевых с противовесом (грузолюдских) установок с одноэтажной клетью. Применение САУ—П возможно и для клетевых подъемных установок с многоэтажными клетями и многоэтажными приемными площадками, что позволяет разгружать клетки одновременно с двух площадок или с одной перестановкой клетки. Если управляющие сигналы будут подаваться с приемной площадки, как и при маневрах клетки, то практически будут исключены потери времени на передачу сигналов и добавочное время на маневры.

Осуществление САУ—П может оказаться целесообразным и для двухконцевых клетевых подъемных установок. При этом следует иметь в виду, что в случае больших H_n и Δh_k одновременная загрузка-разгрузка верхней и нижней клеток невозможна. Возможны только поочередные операции с каждой клетью и соответствующими маневрами, время которых может быть сокращено при осуществлении регулирования положения.

Применение САУ—П будет целесообразно и для клетевых многогоризонтных подъемных установок. Осуществление САУ—П с автоматизированным точным удержанием клетки на уровне приемной площадки и автоматической передачей управления с одной

приемной площадки на другую обеспечит экономию времени на маневрах и передачу сигналов между машинным залом и приемными площадками.

Применение САУ—П для клетевых установок, работающих по подъему-спуску людей, может иметь практическое значение даже при отсутствии посадочных устройств. Погрузка-разгрузка людей характеризуется изменением нагрузки малыми ступенями, соответствующими весу одновременно входящих в клеть или выходящих из клетки людей, ступенями не более $\Delta Q_{гг} = 0,03 Q_{г.н}$. Случайно могут возникать толчки нагрузки до 500 кг, соответствующие входу в клеть или выходу из нее одновременно до 6 чел. Вследствие медленного изменения концевой нагрузки во времени ($\Delta Q_{гг}/\Delta t$), а значит и $\Delta h_{к}$, амплитуда колебаний каната оказывается весьма незначительной (рис. 4.1). В связи с этим облегчается режим регулирования положения клетки при перевозке в ней людей.

Применение системы регулирования положения подъемных сосудов при их загрузке на весу, кроме сокращения времени погрузочных операций, уменьшает динамические усилия в канате и машине при пуске по сравнению с пуском с посадочных устройств.

Построение системы регулирования положения подъемных сосудов при их загрузке-разгрузке на весу. Система регулирования положения подъемного сосуда на заданном уровне может быть выполнена по разным схемам переменной структуры в зависимости от исполнения подъемных установок и системы электропривода. Можно представить две основные схемы для электроприводов постоянного тока ТП—Д и Г—Д:

1) с переменной структурой, двухконтурная — при регулировании скорости по основной программе движения и трехконтурная — при регулировании положения подъемного сосуда на заданном уровне;

2) трехконтурная — при регулировании скорости и четырехконтурная — при регулировании положения подъемного сосуда.

Схема САУ—П приведена на рис. 4.2. САУ—П может формироваться с задатчиком программы движения, так и без него. В первом случае заданная скорость на выходе программного устройства при включении его в контур регулирования положения устанавливается равной скорости дотягивания.

Система управления положением САУ—П, образующаяся в результате перехода от САУ—С замыканием дополнительного контура с ДП—РП на вход РС, представляется не только как система переменной структуры, но и переменных параметров, так как при переходе может оказаться целесообразным использование других параметров САУ—С.

Система управления положением подъемного сосуда при его загрузке-разгрузке на весу по своему структурному построению практически не отличаются от системы выравнивания подъемного сосуда на заданном уровне САУ—В. Действие системы управления положением САУ—П включает в себя весь процесс дейст-

вия САУ—В, как он описан выше. Но после окончания выравнивания подъемного сосуда на заданном уровне механический тормоз на подъемную машину не накладывается. Система подъема оказывается уравновешенной электромагнитным моментом подъемного электродвигателя и с такого состояния начинается процесс загрузки-разгрузки подъемного сосуда. В результате изменения величины статической нагрузки будет иметь место отклонение подъемного сосуда от уровня точной остановки, а вместе с ним и отклонение шунта-магнита М вверх или вниз. Напряжение на выходе датчика положения при этом изменяется в зависимости от степени шунтирования магнитной цепи датчиков Д-В и Д-Н, входящих в ДП. Обеспечивается непрерывный контроль положения подъемного сосуда относительно заданного уровня загрузки-разгрузки

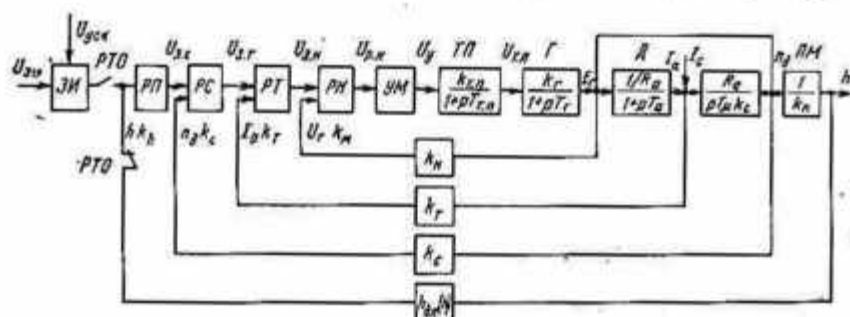


Рис. 4.2. Схема САУ—П привода Г—Д с ТП с регуляторами напряжения генератора, тока якоря, скорости и положения подъемного сосуда:

ЗИ — задатчик программы движения; РП, РС, РТ, РН — регуляторы соответственно положения, скорости, тока, напряжения; УМ — усилитель мощности; ТП — тиристорный возбудитель; Г — генератор; Д — подъемный двигатель; ПМ — подъемная машина, РТО — контакты реле переключения режимов

и в зависимости от отклонения подъемного сосуда создается управляющее воздействие в САУ—П для действия электропривода на возвращение подъемного сосуда на заданный уровень загрузки-разгрузки.

При изменении величины статической нагрузки с сохранением ее знака будет иметь место отклонение подъемного сосуда от заданного уровня со статической ошибкой также одного знака.

При изменении знака статической нагрузки изменит знак и статическая ошибка регулирования положения.

После окончания загрузки-разгрузки подъемного сосуда подается пусковой сигнал, включают реле исполнительного сигнала РИС и реверсирующие контакторы. Реверсирующие контакторы обеспечивают подачу задающего напряжения необходимой полярности на вход скорости электронного программного устройства для отработки заданной программы движения. Другой контакт РИС приводит в действие устройство переключения с САУ—П на САУ—С.

Если используется устройство включения (см. рис. 3.2), то при включении РИС его размыкающий контакт разрывает цепь обмотки смещения 2 реле МУРП, в результате чего МУРП—РТО отключается. Реле РТО своими контактами перестраивает САУ—П в САУ—С, разрывает цепь выхода регулятора положения РП (рис. 4.2) и подключает выход программного устройства на вход регулятора скорости РС. Далее выполняет свои функции система программного управления скоростью САУ—С.

Электронное устройство переключения САУ—П. Для перестройки структуры САУ—С на САУ—П и обратно вместо магнитного усилителя с релейной характеристикой МУРП может быть применен электронный усилитель серии УБСР или УБСР-АИ.

Схема электронного устройства переключения приведена на рис. 4.3. В обратную связь пропорционального усилителя ве-

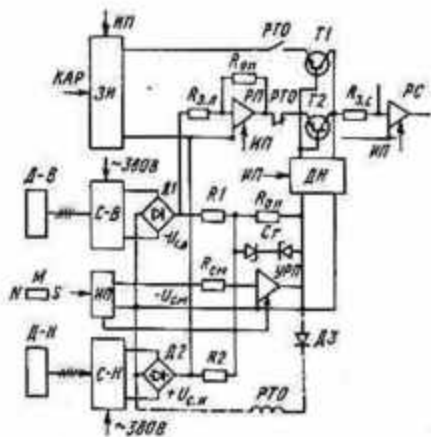


Рис. 4.3. Электронное устройство переключения САУ—П

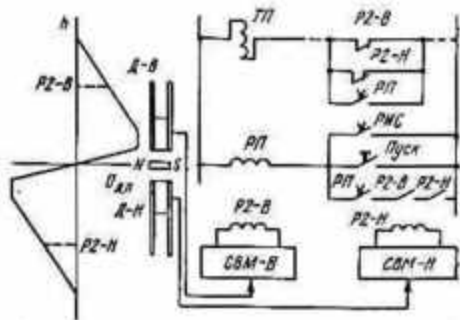


Рис. 4.4. Схема защиты подъемной установки от аварийного выхода подъемного сосуда из зоны регулирования положения до подачи пускового сигнала

дено ограничение посредством стабилитронов, что обеспечивает образование релейной характеристики. На вход релейного усилителя УРП вводится три сигнала:

напряжение смещения $U_{см}$ через контакт реле РИС от независимого источника постоянного тока;

напряжение управления $U_{с.в}$ и $U_{с.н}$ с выхода станций С-В и С-Н (типа СВМ-60) путевых датчиков Д-В и Д-Н (типа ДВМ-60), входящих в ДП.

Напряжение управления имеет один знак «плюс», напряжение смещения имеет знак «минус». Соотношение напряжений принимается, как и в МУРП:

$$U_{с.в} + U_{с.н} \approx U_{см}, \quad U_{с.в} = U_{с.н}$$

Действие шунта-магнита на датчики *Д-В* и *Д-Н*, изменение напряжений $U_{с.в}$ и $U_{с.н}$ и на отдельных этапах движения машины аналогичны описанному выше для реле МУРП.

На выход УРП включается герконовое реле, которое своими контактами производит переключения САУ. На выход регулятора скорости подключается либо программное устройство, либо контур управления положением.

Усилитель УРП должен быть реверсивным. Для того чтобы реле РТО включалось при определенном соотношении напряжений $U_{см}$, $U_{с.в}$, $U_{с.н}$, на выходе УРП в цепь РТО введен диод.

Электронное устройство переключения может иметь контактный вход в виде реле РТО, но может быть выполнено и с бесконтактным переключением. Для осуществления бесконтактного переключения используются управляемые триоды прямой и обратной проводимостей *T1* и *T2*, включаемые в цепь каналов, подключающую вход регулятора скорости РС либо на выход программного устройства ЗИ, либо на выход датчика и регулятора положения ДП-РП. Управление триодами *T1* и *T2* осуществляется напряжением изменяющейся полярности реверсивного усилителя УРП ($\pm U_{урп}$). Цепи управления транзисторов и выхода усилителя УРП потенциально разделены.

Защита нарушения действия САУ—П. Для исключения аварийных режимов при нарушении процесса регулирования положения подъемного сосуда в схему управления вводят узел, обеспечивающий включение аварийного тормоза в случае, если подъемный сосуд вышел из зоны регулирования положения. Такая схема приведена на рис. 4.4.

Когда подъемный сосуд находится вне зоны действия датчиков *Д-В* и *Д-Н*, реле путевых выключателей *P2-В* и *P2-Н* втянуты. Реле РП включено через замыкающие контакты РП, *P2-В*, *P2-Н*. Цепь контактора предохранительного тормоза ТП создается через контакт РП. При входе подъемного сосуда и шунта-магнита в зону действия выключателей *Д-В* и *Д-Н* отключается реле *P2-В* и *P2-Н*, замыкаются их размыкающие контакты в цепи ТП. Одновременно размыкаются замыкающие контакты *P2-В* или *P2-Н* в цепи реле РП, а последнее с выдержкой времени размыкает контакт в цепи ТП. Цепь ТП сохраняется замкнутой, а ТП включенным через ранее замкнувшийся размыкающий контакт *P2-В* или *P2-Н*. При нормальном пуске включается реле исполнительного сигнала РИС, замыкает свой замыкающий контакт и включает реле РП, последнее замыкает замыкающий контакт в цепи ТП. Реле РП сохраняется включением после выхода из зоны действия *Д-В* и *Д-Н* через замкнувшиеся контакты *P2-В*, *P2-Н* и РП. Выдержка времени реле РИС перекрывает срабатывание *P2-В* или *P2-Н* до выхода подъемного сосуда и шунта-магнита из зоны действия *Д-В* и *Д-Н*.

Если подъемный сосуд и шунт-магнит выходят из зоны действия датчика положения до подачи пускового сигнала и замыкания

контакта $PП$ в цепи $TП$, то размыкающийся размыкающий контакт $P2-B$ или $P2-H$ отключает $TП$, в результате чего накладывается аварийный тормоз. Пусковая кнопка или контакт $PИС$ в цепи $PП$ должны быть замкнуты в течение 4—5 с, что достаточно для выхода подъемного сосуда из зоны действия ДП.

4.2. Упругая деформация каната под действием изменения груза

Осуществление загрузки-разгрузки подъемных сосудов на весу затрудняется с увеличением высоты подъема и грузоподъемности вследствие возрастания величины упругой деформации каната.

Вытяжка каната $\Delta h'_k$ зависит от концевой статической нагрузки и жесткости каната C_k :

$$\begin{aligned} \Delta h'_k &= \frac{1}{C_k} \left(Q_{k.c} + \frac{1}{2} p_k H_k \right) = \frac{1}{E_k S_k} Q_r H_k (L_k - H_k) = \\ &= \frac{(1 + \beta_{п.с}) Q_r H_k (L_k - H_k)}{1,06 \cdot E_k (1 + \beta_{п.т}) Q_k}. \end{aligned} \quad (4.1)$$

Удлинение канатов от $Q_{k.c}$ определяется по закону Гука. Приращение удлинения — упругую деформацию Δh_k определяют как разность удлинений при изменении Q_r :

$$\begin{aligned} \Delta h_k &= \frac{1}{C_{k2}} \left(Q_{r2} + \frac{1}{2} P_k H_k \right) - \frac{1}{C_{k1}} \left(Q_{r1} + \frac{1}{2} P_k H_k \right) = \\ &= \frac{1}{C_k} (Q_{r2} - Q_{r1}) + \frac{1}{2 C_k} P_k (H_{k1} - H_{k2}). \end{aligned} \quad (4.2)$$

Ввиду непрерывного и плавного изменения H_k и $P_k H_k$ ветвей каната при движении машины деформацию каната от этого изменения следует считать неизменной ($H_{ki} = \text{const}$), тогда

$$\Delta h_{k \max} \frac{1}{C_k} (Q_{r2} - Q_{r1}) = \frac{\Delta Q_r}{C_k}. \quad (4.3)$$

В [31] для определения Δh_k используется выражение (4.3), где C_k принимается неизменной с изменением длины каната.

Предложенная в [31] формула $\Delta h_{k \max} = 0,8 H_n \cdot 10^{-3}$ дает результаты, близкие к реальным для многоканатных подъемных машин (до $H_n = 500$ м) при условии использования круглопрядных канатов, для которых $C_k = Q_r$.

В отличие от выражения $\Delta h_{k \max}$ существует выражение для определения Δh_k , в котором введен коэффициент $k_{ек}$, определяющий конструкцию каната:

$$\Delta h_k = \frac{Q_r 1,16 \cdot 10^{-5}}{N_k S_k} \left(\frac{P_k}{S_k} \right)^4 H_k; \quad (4.4)$$

$$E_k = k_{ек} (S_k/P_k)^4 = 0,86 \cdot 10^9 (S_k/P_k)^4; \quad (4.5)$$

$$k_{ек} = 100 \gamma^4 E_{пр} = 220 \cdot 10^9 \gamma^4. \quad (4.6)$$

Приведенные расчетные данные показывают, что формула (4.5) учитывает влияние на Δh_k характерных особенностей подъемных установок и применяемых канатов. Дальнейшее уточнение нахождения Δh_k может быть получено при уточнении определения модуля упругости применяемых канатов.

Модуль упругости канатов изменяется в зависимости от запаса прочности m и длины каната h_k .

Для барабанных подъемных машин при $H_n < 600$ м применение получили круглопрядные канаты двойной свивки типа ЛК-Р по ГОСТ 2688—80. При $H_n = 600—1000$ м используют канаты двойной свивки типа ЛК-3 по ГОСТ 7665—80 и типа ЛК-РО по ГОСТ 7669—80.

При грузоподъемности скипов 15—25 т и клетей 10 т принимают канаты типа ТЛК-РО с металлическим сердечником по ГОСТ 7669—80.

Для многоканатных подъемных машин применяют канаты с металлическим сердечником по ГОСТ 7669—80 с диаметром 39,42 и 45,5 мм, при $H_n = 1000—1500$ м — канаты с переменным запасом прочности.

Получают применение канаты с предварительной вытяжкой, которые также имеют повышенный срок службы.

Правила эксплуатации подъемных установок следующие: при $H_n < 600$ м запасы прочности канатов $m = 9; 7,5; 6,5$ соответственно для людских, грузолюдских и грузовых подъемных установок; $m = 8$ — для подъемных установок со шкивами трения (одноканатных людских, грузолюдских); $m = 7$ — для грузовых многоканатных подъемных машин. При $m < 9—10$ модуль упругости каната практически является постоянной величиной [24].

При $H_n > 600$ м используют переменную шкалу запасов прочности в соответствии с § 425 ЕПБ. По шкале отношение суммарного разрывного усилия всех проволок каната к концевому грузу (без учета веса каната) должно быть не менее $m = 13; 10; 8,5$ — соответственно для людских, грузолюдских и грузовых подъемных установок; $m = 11,5$ — для подъемных установок с одноканатными шкивами трения всех типов и многоканатных людских и грузолюдских; $m = 9,5$ — для многоканатных грузовых подъемных установок.

При $H_n > 600$ м практически для всех типов подъемных установок должны быть выбраны канаты с $m > 9$. При этом модуль упругости каната является переменной величиной и уменьшается пропорционально уменьшению нагрузки в пределах от $1 \cdot 10^5$ до $0,5 \cdot 10^5$ Н/см² $\approx (1—0,5) 10^3$ МПа.

При большой глубине подъема, длине и весе каната уменьшается первоначальная плотность каната, он сужается, вследствие чего значение модуля упругости уменьшается. Для одной и той же конструкции каната меньшим значением диаметра d_k соответствуют большие значения модуля упругости E_k . При этом разброс может составлять до 30 %.

Условия и время эксплуатации канатов также оказывают влияние на изменение модуля упругости. Исследованиями установлено, что вновь навешенные канаты обладают несколько пониженным модулем упругости E_k по сравнению с расчетным из-за сужения каната вследствие уменьшения первоначальной плотности, а к концу срока службы E_k уменьшается из-за износа каната, появления большого числа оборванных проволок. Потеря площади поперечного сечения канатов после 500 тыс. циклов работы составляет от 7 до 12 %. С возрастанием повторных нагрузок на канат вследствие увеличения максимальной скорости и сокращения цикла движения величина E_k уменьшается.

Модуль упругости каната оказывается разным при работе в статических и динамических режимах, как правило $E_{k, ст} > E_{k, дин}$.

Однако эта разница несущественная и поэтому принимают $E_k = E_{k, ст} = E_{k, дин}$.

Величина модуля упругости канатов определяется с помощью выражения (4.5) через модуль упругости эквивалентного стержня $E_{пр} = 2,2 \cdot 10^7 \text{ Н/см}^2$.

Теоретическая зависимость дает несколько завышенное значение модуля упругости каната по сравнению с опытными данными из-за конструктивных, эксплуатационных и временных факторов.

Плотность металла для круглопрядных канатов с мягкими сердечниками меньше, а для закрытых канатов — больше. Для круглопрядных канатов $\gamma = 0,0078-0,0079 \text{ кг/см}^3$, $E_k = 2,2 \cdot 10^5 \text{ Н/см}^2$. При $\gamma = 0,0079 \text{ кг/см}^3$ и $E_{пр} = 2,2 \cdot 10^7 \text{ Н/см}^2$ величины E_k определяют по выражению (4.5).

По данным заводов-изготовителей $\gamma_{к, закр}/\gamma_{к, кр} = 1,09-1,1$; $\gamma_{к, з гр}/\gamma_{к, кр} = 1,07-1,08$.

Канаты с повышенным заполнением сечения металлом и повышенной плотностью, на которые следует ориентироваться при осуществлении САУ—П, обладают повышенным модулем упругости. Увеличение модуля упругости может составлять 6—12 %.

Для обеспечения работоспособности САУ—П во все время эксплуатации подъемной установки и при увеличении высоты подъема указанные выше факторы, изменяющие E_k , должны быть учтены в виде коэффициента $K_k = 1,1-1,2$, соответственно увеличивающего расчетное значение упругого удлинения каната.

Более простая формула для Δh_k может быть получена при упрощении составляющих основной формулы (4.4), например, если будет принято: $E_k = 2 \cdot \gamma^4 \cdot 10^{15} \text{ Н/см}^2$, $\sigma_n = 160 \cdot 10^3 \text{ Н/см}^2$, $\beta_{п.с} = Q_{м.л}/Q_r = 1,5$; $\beta_k = P_k H_k / Q_r = 0,2-0,4$, то для грузолюдского и грузового исполнения установки

$$m_{грл} = 7,5; \quad \Delta h_k = 0,305 H_k \frac{1}{(100\gamma)^4};$$

$$m_{гр} = 6,5; \quad \Delta h_k = 0,35 H_k \frac{1}{(100\gamma)^4}. \quad (4.7)$$

Расчеты показывают, что Δh_k обратно пропорциональна m . При $Q_r = \text{const}$ и $H_k = \text{const}$ Δh_k меньше для клетевых и больше для скиповых подъемов.

Уточненная формула записывается с раскрытием значения E_k с учетом конструкции канатов:

$$\Delta h_k = \frac{Q_r H_k}{E_k N_k S_k} = \frac{Q_r H_k}{N_k S_k \cdot 10^9 \gamma^4 E_k (S_k/P_k)^4} \quad (4.8)$$

В табл. 4.1 приводятся рекомендации — уточнения формул (4.4), (4.8) для приближенного и точного определения Δh_k в зависимости от конструкции канатов.

Таблица 4.1

Конструкция канатов	γ , кг/см ³	m	$\Delta h_k = k H_k \cdot 10^{-3}$ по упрощенной формуле, м	$\Delta h_k = k A$ по уточненной формуле, м $A = \frac{Q_r}{N_k \cdot S_k} \times \left(\frac{P_k}{S_k}\right)^4 H_k$
Круглопрядные	0,0078—0,0079	7,5	0,78—0,81	1,3—1,35
		6,5	0,89—0,94	
Трехграннопрядные Закрытые	0,00826—0,0084	7,5	0,61—0,65	1,0—1,12
		6,5	0,70—0,75	
		7,5	0,58—0,61	0,95—1,0
		6,5	0,66—0,70	

Проверим совпадение формул по данным клетевой подъемной установки Урупского рудника. Канаты по ГОСТ 3085—80; $N_k = 4$; $S_k = 1,74$ см², $P_k = 17,9$ Н/м; $\gamma = 0,00826—0,0084$ кг/см³; $E_k = 1 \cdot 10^7$ Н/см²; $\Delta h_k = 0,8 H_k \cdot 10^{-3}$ м. Канат выбран с завышенным m на 23 %.

Величина Δh_k для каната, выбранного по расчету $m = 7,5$, совпадает с Δh_k по таблице для трехграннопрядных канатов; $\Delta h_k = 0,65 \cdot H_k \cdot 10^{-3}$. Это означает, что рекомендуемые упрощения формулы для Δh_k по таблице должны давать результаты, отличающиеся от результатов по точным формулам, не больше 10 %.

На рис. 4.5, а величина Δh_k при $H_n = \text{const}$ имеет различное значение в зависимости от конструкции каната и γ_k .

Жесткость закрытых и трехграннопрядных канатов в 1,2—1,3 раза больше жесткости круглопрядных канатов при одинаковом S_k в табл. 4.1.

Величина Δh_k при $\sigma_v = \text{const}$, $\gamma_0 = \text{const}$, $E_k = \text{const}$, $Q_{r, \text{max}} = \text{const}$ и возрастании H_k имеет свой предел, зависящий от соотношения между σ_v и γH_k . Это подтверждается при рассмотрении выражения для C_k при $H_k = \text{var}$ (рис. 4.5, б).

Если выполнить преобразования формул, обычно применяемых для определения прочности каната с целью определения его упругого удлинения, можно получить при неизменных величинах ΔQ_r , γ_0 , σ_a , E_K следующие зависимости:

$$S_K = \frac{P_K}{\gamma_0} = \frac{Q_{Kc}}{\left(\frac{\sigma_a}{m\gamma_0} - H_K\gamma_0\right)}; \quad (4.9)$$

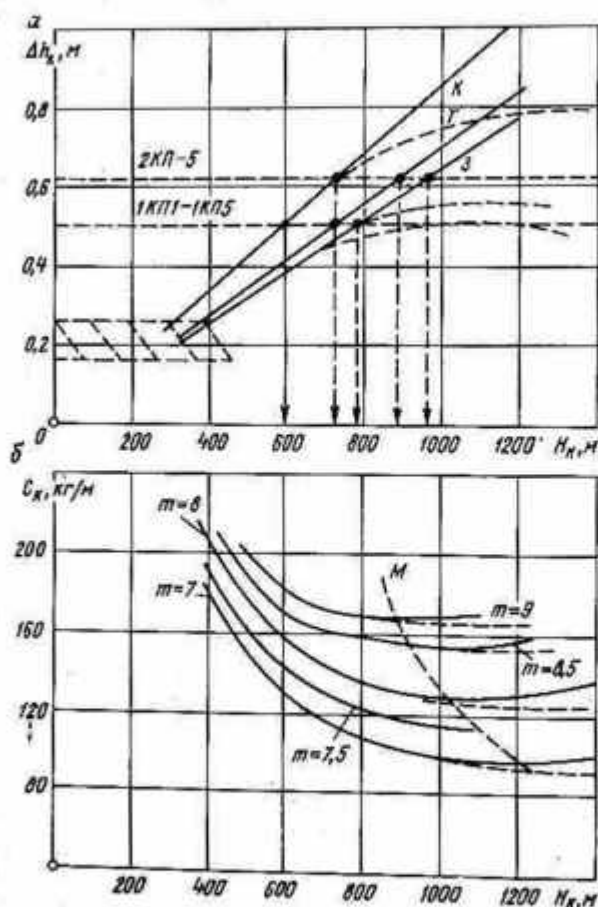


Рис. 4.5. Зависимости $\Delta h_K = f(H_K)$ (а) для канатов: К — круглопрядных, Т — трехграннопрядных, З — закрытых и $C_K = f(H_K)$ (б) при $m = \text{const}$

$$C_K = \frac{E_K S_K}{H_K} = \frac{E_K Q_{Kc} m}{\sigma_a H_K - m\gamma_0 H_K^2} = \frac{\left(\frac{\gamma}{\gamma_0}\right)^4 E_{\text{пр}} Q_{Kc} m}{\sigma_a H_K - m\gamma_0 H_K^2}. \quad (4.10)$$

По условию многоканатной грузоподъемной установки Урупского рудника значения величин в (4.10) следующие: $Q_{кв} = Q_{кл} + Q_a + Q_{г. \max} = 11,3 \cdot 10^4 \text{ Н}$, $\gamma = 0,009 \text{ кг/см}^3$, $\sigma_b = 1,6 \cdot 10^8 \text{ Н/см}^2$. Величина $\gamma_0 = 0,0099 \cdot 10^9 \text{ кг/см}^3$ принята по γ и коэффициенту $\beta_k = 1,11$, учитывающему увеличение H_k и P_k от свивки и наличия сердечника для трехграннопрядного каната. При $(\gamma/\gamma_0) = 0,9$, $E_k = 1,1 \cdot 10^7 \text{ Н/см}^2$ расчетная формула для определения C_k имеет вид

$$C_k = \frac{1,11 \cdot 10^8 m}{160 H_k - 10^{-4} m H_k^2} \quad (4.11)$$

Зависимость $C_k = f(H_k)$ для $m = 8$, приведенная на рис. 4.5, б, имеет минимум жесткости каната ($C_{k. \min} = 100$) при $H_k = 1000 \text{ м}$. Для тех же условий, но с учетом $m = 9$ величина $C_{k. \min}$ достигается при $H_n = 900 \text{ м}$, а в исследуемой зависимости $C_{k. \min}$ — при $H_n = 1150 \text{ м}$. Линия ММ проведена по значению $C_{k. \min}$ для подъемов разных типов.

Для одного и того же каната при $\gamma = \text{const}$, $m = \text{const}$, $Q_{г. \max} = \text{const}$ после определенной глубины $H_{к. \max}$, примерно равной половине прочной длины каната, достигается минимальное значение жесткости каната $C_{k. \min}$ и наибольшая упругая деформация каната $\Delta h_{к. \max}$. Расчетные величины $\Delta h_{к. \max}$ получают при $H_{к. \max} = 900\text{—}1200 \text{ м}$, причем меньшие величины относятся к клетевым людским подъемным установкам. Если сечение каната принимать с учетом изменения H_n , то $C_{k. \min}$ сдвигается в сторону уменьшения H_n при увеличении γ и m .

Неправомерное наличие минимума функции $C_k = f(H_n)$ вызвано тем, что с ростом H_k возрастает сужение каната и значение E_k стремится к значению модуля упругости, соответствующего для сплошного стержня. С учетом этого более реальным представлением $C_k = f(H_k)$ и $\Delta h_k = f(H_k)$ необходимо считать кривые, показанные на рис. 4.5 штриховой линией.

В соответствии с ЕПБ для вертикальных подъемных установок при $H_n = 600 \text{ м}$ может быть использован переменный запас прочности в зависимости от высоты подъема: $m = f(H_k)$. Может быть поставлено условие, чтобы при $H_n = 600 \text{ м}$ и $Q_{г. \max} = \text{const}$ обеспечивалось $C_k = \text{const}$, $\Delta h_k = \text{const}$. Это достигается при изменении m в зависимости от H_k по следующему уравнению при $\gamma_0 = \text{const}$, $\sigma_b = \text{const}$, $E_k = \text{const}$:

$$m = \frac{C_k \sigma_b H_k}{E_k Q_{к. с} + \gamma_0 H_k^2} \quad (4.12)$$

На большей части подъемных установок эксплуатируются канаты с $m = \text{const}$, имеющие некоторое превышение над величинами m по ЕПБ, что уменьшает $H_{к. \max}$, при которой достигается $C_{k. \min}$, $\Delta h_{к. \min}$.

Величины статической составляющей упругой деформации каната могут доходить до 1 м и превысить допустимое отклонение

сосуда от заданного уровня. Для клетевых подъемных установок без качающихся площадок отклонение клетки от уровня превышает допустимую величину 0,18 м при $H_n \leq 200-300$ м. Эта область на рис. 4.5, а заштрихована. Для клетевых установок с качающимися площадками типа 1КП1—1КП5 упругое удлинение каната порядка 0,4—0,5 м оказывается недопустимым при $H_n \geq 600 \div 700$ м, а, например, для 2КП-5 недопустимо при $H_n > 700-900$ м; на рис. 4.5, а эти области показаны штриховыми линиями. В этих случаях применяют компенсирующие устройства, принимающие на себя все клетки с грузом и исключают упругую деформацию при загрузке, либо клеть с подвижной грузовой рамой для посадки на жесткие кулаки. Аналогичные решения при больших H_n используют и на скиповых подъемных установках.

Для осуществления нормальной загрузки скипа грузоподъемностью 25 т (17 м³) на весу из дозатора с выдвижным лотком допускается по данным Гипроцветмета изменение его положения по высоте не более 0,75—0,8 м. Это отклонение соответствует упругой деформации каната при высоте подъема не более 800—900 м. Если учесть неточность начальной остановки скипа на уровне загрузки вследствие неточности измерения пути, то уже при $H_n > 900 \div 1000$ м резко возрастает возможность аварийной просыпки полезного ископаемого мимо скипа.

Учет в расчетах при $H_n > 600$ м переменного запаса прочности каната $m = f(H_n)$ не может изменить вывода о том, что наиболее трудные условия осуществления САУ—П по $\Delta h_{k \max}$ возникают для клетевых установок при $H_k = 700 \div 1000$ м и для скиповых — при $H_k = 700 \div 1200$ м.

Выражение для Δh_k может быть преобразовано в зависимости от запаса прочности каната m и соотношения веса подъемного сосуда и груза:

$$\Delta h_k = \frac{Q_{r \max}}{C_k} = \frac{(Q_n + Q_r) (\sigma_n H_k - \gamma_0 H_k^2 m)}{[Q_{kc} + (Q_n + Q_r) m] \cdot E_k m} = \frac{\sigma_n H_k - \gamma_0 H_k^2 m}{[(\beta_{nc} + 1) E_k m]}, \quad (4.13)$$

где $\beta_{n.c} = Q_{n.c} / (Q_n + Q_r)$.

Это выражение показывает, что при $Q_{r \max} = \text{const}$ величина $\Delta h_{k \max}$ на угольных подъемных установках оказывается больше по сравнению с рудными из-за того, что $\beta_{n.c.у} > \beta_{n.c.руд}$. Скиповые подъемные установки имеют большие значения $\Delta h_{k \max}$ по сравнению с клетевыми из-за $m_{ск} = 7 < m_{кл} = 8 \div 9$.

4.3. Обоснование упрощенного описания процесса загрузки сосуда на весу

На рис. 4.6, а приведена схема подъема при действии САУ—П в процессе загрузки подъемного сосуда. Вес полезного груза $Q_r = m_2 g / \beta$, m_2 — полная масса концевой груза, но без учета $m_k \sqrt{2}$

($m_2 = m_{\text{пуст. сос}} + m_{\text{полн. гр.}}$). Отношение полной массы сосуда с грузом к величине массы полезного груза

$$\beta = \frac{m_2}{m_r} \quad (4.14)$$

Для скиповых подъемных установок принимают $\beta = 2$, а для клетевых $\beta = 3$.

Сигнал управления САУ—П поступает от датчика положения сосуда через задатчик программы движения, он обеспечивает движущее усилие электропривода F_d . Задатчик программы представляет собой интегратор $F_d(p) = h_{д.п}(p) \times \frac{1}{p}$. На выходе датчика положения сосуда сигнал определяется перемещением верхней $h_1(t)$ и нижней $h_2(t)$ точек каната.

Система уравнений для такой схемы записывается в виде

$$\left. \begin{aligned} m_1' [d^2 h_1(t) / dt^2] &= F_d(t) - \\ &C_x [h_1(t) - h_2(t)]; \\ m_2' [d^2 h_2(t) / dt^2] &= \\ &= C_x [h_1(t) - h_2(t)] - Q_r(t), \end{aligned} \right\} \quad (4.15)$$

где $F_d(t) = C_x \int [h_1(t) - h_2(t)] dt$;
 $Q_r(t) = m_2 g / \beta$.

Для перехода к относительным единицам за базовые величины принимают: глубину подъема (или длину каната); суммарную массу установки; базовую скорость — скорость распространения упругой волны по канату:

$$h_0 = H_n; \quad m_0 = \Sigma m = m_1 + m_k + m_2 = m_1' + m_2'$$

$$v_0 = \sqrt{E_k S_k / P_k} = 4200 \text{ м/с.}$$

Так как $C_k = E_k S_k / P_k$, $P_k = m_k / H_n$, то базовые величины соответственно времени, усилия, ускорения равны

$$t_0 = \frac{h_0}{v_0} = H_n \sqrt{\frac{P_k}{E_k S_k}} = H_n \sqrt{\frac{m_k}{H_k} \cdot \frac{1}{C_k H_n}} = \sqrt{\frac{m_k}{C_k}};$$

$$F_0 = m_0 v_0 / t_0 = C_k H_n m_0 / m_k;$$

$$i_0 = h_0 / t_0^2.$$

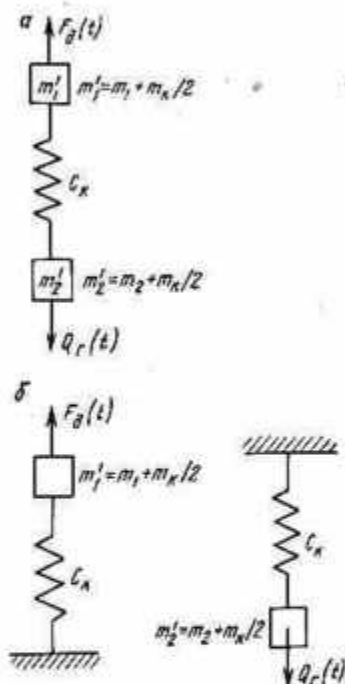


Рис. 4.6. Схемы механической части подъемной установки

Переход к относительным единицам перемещения h^* , массы μ , времени τ , усилия f^* представлен в виде

$$h = h^* h_0; \quad m = \mu m_0; \\ t = \tau t_0; \quad F = f^* F_0.$$

Дифференцирование по времени

$$\frac{dh}{dt} = \frac{h_0}{t_0} \cdot \frac{dh^*}{d\tau}; \\ \ddot{h} = \frac{h_0}{t_0^2} \cdot \frac{d^2 h^*}{d\tau^2}.$$

С учетом указанного система дифференциальных уравнений для схемы подъема (см. рис. 4.6, а) в относительных единицах имеет вид

$$\mu_1 \frac{d^2 h_1}{d\tau^2} = \mu_k \int [h_1(\tau) - h_2(\tau)] d\tau - \mu_k [h_1(\tau) - h_2(\tau)]; \quad (4.16)$$

$$\mu_2 \frac{d^2 h_2}{d\tau^2} = -\frac{\mu_2 q^*}{\beta} + \mu_k [h_1(\tau) - h_2(\tau)]. \quad (4.17)$$

Если обозначить $\xi(\tau) = h_1(\tau) - h_2(\tau)$, разделить уравнение 4.16) на μ_1 , а уравнение (4.17) на μ_2 , затем вычесть из уравнения 4.16) уравнение (4.17), то получим

$$\frac{d^2 \xi}{d\tau^2} = \frac{\mu_k}{\mu_1} \int \xi(\tau) d\tau - \left(\frac{\mu_k}{\mu_1} + \frac{\mu_k}{\mu_2} \right) \xi(\tau) + \frac{\mu_2 q^*}{\mu_2 \beta}. \quad (4.18)$$

$$\text{При } \omega_1 = \frac{\mu_k}{\mu_1}; \quad \Omega = \left(\frac{\mu_k}{\mu_1} + \frac{\mu_k}{\mu_2} \right) = \frac{\mu_k}{\mu_1 \mu_2}; \quad \mu_1 + \mu_2 = 1;$$

$$f = \mu_2 q^* / \mu_2 \beta; \quad q^* = 9,81 H_{II} / 4200^2,$$

$$[d^2 \xi(\tau) / d\tau^2] + \Omega^2 \xi(\tau) - \omega_1^2 \int \xi(\tau) d\tau = f^*(\tau). \quad (4.19)$$

При дифференцировании этого уравнения по времени с учетом $f^*(\tau) = \begin{cases} 0 & \text{при } \tau < 0 \\ f & \text{при } \tau \geq 0 \end{cases}$ получим дельту функцию Дирака:

$$\frac{d}{d\tau} f^*(\tau) = f \delta(\tau), \quad \text{где } \delta(\tau) = \begin{cases} \infty & \text{при } \tau = 0, \\ 0 & \text{при } \tau \neq 0. \end{cases}$$

$$\frac{d^2 \xi(\tau)}{d\tau^2} + \Omega^2 \frac{d\xi(\tau)}{d\tau} - \omega_1^2 \xi(\tau) = f \delta(\tau). \quad (4.20)$$

Тогда при выполнении преобразования Лапласа над уравнением (4.20) получим:

$$p^2 \xi(p) + \Omega^2 \xi(p) - \omega_1^2 \frac{\xi(p)}{p} = f^*(p); \quad (4.21)$$

$$f^*(p) \doteq f^*(\tau) = l(\tau) f; \quad f^*(p) = \frac{f}{p}.$$

$$\text{Откуда } \xi(p) = \frac{f}{p^3 + \Omega^2 p - \omega_1^2}; \quad \xi(p) \doteq \xi(\tau).$$

Для определения $\xi(\tau)$ по таблице оригиналов необходимо представить знаменатель изображения в виде

$$p^3 + \Omega^2 p - \omega_1^2 = (p - k_1)(p - k_2)(p - k_3), \quad (4.22)$$

где k_1, k_2, k_3 — корни характеристического уравнения

$$p^3 + \Omega^2 p - \omega_1^2 = 0.$$

По Кардану корни этого уравнения равны

$$k_1 = a + b;$$

$$k_2 = -\frac{a+b}{2} + j \frac{a-b}{2} \sqrt{3};$$

$$k_3 = -\frac{a+b}{2} - j \frac{a-b}{2} \sqrt{3};$$

где

$$a = \sqrt[3]{-\frac{\Omega^2}{2} + \sqrt{\frac{\Omega^6}{27} + \frac{\omega_1^4}{4}}};$$

$$b = \sqrt[3]{-\frac{\Omega^2}{2} - \sqrt{\frac{\Omega^6}{27} + \frac{\omega_1^4}{4}}}.$$

По таблице изображений оригиналов находим:

$$C_1 = \frac{1}{(k_1 - k_2)(k_1 - k_3)}; \quad C_2 = \frac{1}{(k_2 - k_1)(k_2 - k_3)}; \quad C_3 = \frac{1}{(k_3 - k_1)(k_3 - k_2)}.$$

Анализ выражения для a и b в данной задаче показывает, что a и b — отрицательные действительные числа, причем $b < a < 0$.

Таким образом, характеристическое уравнение имеет один действительный и два комплексно-сопряженных корня. В соответствии с этим после преобразований решение $\xi(\tau)$ для комплексной функции $f(C_1 e^{k_1 \tau} + C_2 e^{k_2 \tau} + C_3 e^{k_3 \tau})$ с действительными коэффициентами C_1 и k_1 и комплексными коэффициентами C_2, k_2, C_3, k_3 приводят к более удобной для анализа форме — к форме экспонент с действительными показателями и тригонометрических функций (с действительными коэффициентами при всех этих функциях).

После преобразований

$$\xi(\tau) = A \left[e^{-\kappa \tau} + e^{\frac{\kappa}{2} \tau} (B \sin \omega_1 \tau - \cos \omega_1 \tau) \right], \quad (4.23)$$

где A, B, κ — действительные положительные коэффициенты,

$$A = \frac{4}{3} \frac{f}{3(a+b)^2 + (a-b)^2};$$

$$B = -\sqrt{3} \frac{a+b}{a-b};$$

$$x = -(a+b);$$

$$\omega_1 = \frac{\sqrt{3}}{2} (a-b).$$

Далее рассмотрим упрощенный вариант с разделением двухмассовой системы на две независимые одномассовые системы (рис. 4.6, б). Примем, что задатчик программы обеспечивает линейный закон нарастания движущего усилия

$$F_d(t) = kt, \text{ где } k = Q_r = m_2 g / \beta.$$

Из схемы (см. рис. 4.6, б) видно, что на верхнюю массу действуют сила $F_d(t)$, направленная вверх, и упругое усилие, препятствующее движению. На нижнюю массу действует сила $Q_r(t)$, направленная вниз, и упругое усилие противоположного направления.

Дифференциальные уравнения движения для верхней и нижней массы имеют вид

$$\begin{aligned} m_1 \frac{d^2 h_1(t)}{dt^2} &= F_d(t) - C_k h_1(t); \\ -m_2 \frac{d^2 h_2(t)}{dt^2} &= Q_r(t) - C_k h_2(t). \end{aligned} \quad (4.24)$$

Знак «минус» перед последним уравнением означает, что движение нижней массы происходит в направлении, противоположном движению верхней массы:

$$\begin{aligned} m_1 \frac{d^2 h_1(t)}{dt^2} &= \frac{m_2 g}{\beta} t - C_k h_1(t); \\ -m_2 \frac{d^2 h_2(t)}{dt^2} &= \frac{m_2 g}{\beta} - C_k h_2(t). \end{aligned} \quad (4.25)$$

В отличие от схемы (см. рис. 4.6, а) движение систем (см. рис. 4.6, б) описывается двумя независимыми уравнениями. При переходе к относительным единицам

$$\begin{aligned} \mu_1 \frac{d^2 h_1(\tau)}{d\tau^2} &= \frac{\mu_2 g^*}{\beta} \tau - \mu_k h_1(\tau); \\ -\mu_2 \frac{d^2 h_2(\tau)}{d\tau^2} &= \frac{\mu_2 g^*}{\beta} - \mu_k h_2(\tau). \end{aligned} \quad (4.26)$$

Решение уравнения движения верхней массы имеет вид

$$\frac{d^2 h_1(\tau)}{d\tau^2} + \omega_1^2 h_1(\tau) = A_1 \tau,$$

где $\omega_1 = \sqrt{\mu_k/\mu_1}$; $A_1 = \mu_2 g^* / \beta \mu_1$;

$$h_1(\tau) = \frac{A_1}{\omega_1^2} \left(\tau - \frac{1}{\omega_1} \sin \omega_1 \tau \right). \quad (4.27)$$

Решение уравнения движения нижней массы:

$$\begin{aligned} & - \left\{ \frac{d^2 h_2(\tau)}{d\tau^2} + \omega_2^2 h_2(\tau) = f \right\}; \\ & - \left\{ h_2(\tau) = \frac{f}{\omega_2^2} - \frac{f}{\omega_2^2} \cos \omega_2 \tau \right\}; \end{aligned} \quad (4.28)$$

где $\omega_2 = \sqrt{\mu_k/\mu_2}$; $f = \mu_2 g^* / \beta \mu_2$.

Выражение для разности перемещений верхней и нижней массы

$$\begin{aligned} \xi(\tau) = h_1(\tau) - h_2(\tau) &= \frac{A_1 \tau}{\omega_1^2} - \frac{A_1}{\omega_1^2} \cdot \frac{1}{\omega_1} \sin \omega_1 \tau + \frac{f}{\omega_2^2} - \\ & - \frac{f}{\omega_2^2} \cos \omega_2 \tau = \frac{A_1}{\omega_1^2} \tau + \frac{f}{\omega_2^2} - \frac{f}{\omega_2^2} \cos \omega_2 \tau - \frac{A_1}{\omega_1^2} \cdot \frac{1}{\omega_1} \sin \omega_1 \tau = \\ & = \frac{\mu_2 g^*}{\mu_k \beta} \left(\tau + 1 - \cos \omega_2 \tau - \frac{1}{\omega_1} \sin \omega_1 \tau \right). \end{aligned} \quad (4.29)$$

Вес полезного груза в относительных единицах $f_r^* = \mu_2 g^* / \beta$.
Окончательное уравнение

$$\xi(\tau) = \frac{f_r^*}{\mu_k} \left(\tau + 1 - \cos \omega_2 \tau - \frac{1}{\omega_1} \sin \omega_1 \tau \right), \quad (4.30)$$

где $\omega_1 = \sqrt{\mu_k/\mu_1}$; $\omega_2 = \sqrt{\mu_k/\mu_2}$;

$$\mu_1 = \mu_1 + \frac{\mu_k}{2}; \quad \mu_2 = \mu_2 + \frac{\mu_k}{2}.$$

Получены два решения, соответствующие двум схемам:

$$\xi(\tau) = A \left[e^{-\kappa \tau} + e^{\frac{\kappa \tau}{2}} (B \sin \omega_1 \tau - \cos \omega_1 \tau) \right]; \quad (4.31)$$

$$\xi_2(\tau) = \frac{f_r^*}{\mu_k} \left(\tau + 1 - \cos \omega_2 \tau - \frac{1}{\omega_1} \sin \omega_1 \tau \right). \quad (4.32)$$

Далее сравниваем оба решения и показываем, что при малых приращениях аргумента они с определенной степенью точности эквивалентны. В предположении малости τ разложим оба решения (функции) в ряд Тейлора по степеням τ в соответствии с формулой

$$\begin{aligned} y(x) \approx y(x)|_{x=0} + \frac{dy(x)}{dx} \Big|_{x=0} \frac{x}{1!} + \\ + \frac{d^2 y(x)}{dx^2} \Big|_{x=0} \frac{x^2}{2!} + \frac{d^3 y(x)}{dx^3} \Big|_{x=0} \frac{x^3}{3!} + \dots \end{aligned} \quad (4.33)$$

Для решения необходимо вычислить несколько производных по времени для обоих решений, которые являются коэффициентами разложения в ряд. При этом нулевой член разложения в обоих решениях равен нулю, так как $\xi_1(\tau)|_{\tau=0} = \xi_2(\tau)|_{\tau=0} = 0$.

Первый член разложения при $\tau/11$

$$\begin{aligned} \frac{d}{d\tau} \xi_1(\tau) &= A \left[-\kappa e^{-\kappa\tau} + \frac{\kappa}{2} e^{\frac{\kappa\tau}{2}} (B \sin \omega_1\tau - \cos \omega_1\tau) + \right. \\ &\quad \left. + e^{\frac{\kappa\tau}{2}} (B\omega_1 \cos \omega_1\tau + \omega_1 \sin \omega_1\tau) \right]; \\ \frac{d}{d\tau} \xi_1(\tau)|_{\tau=0} &= A \left[-\kappa + \frac{\kappa}{2} (-1) + B\omega_1 \right]. \end{aligned} \quad (4.34)$$

Так как $\kappa = -(a+b)$; $B = -\sqrt{3} [(a+b)/(a-b)]$; $\omega_1 = \frac{\sqrt{3}}{2}(a-b)$,

$$\text{то } \frac{d}{d\tau} \xi_1(\tau)|_{\tau=0} = A \left[-\kappa - \frac{\kappa}{2} + \frac{3}{2} \kappa \right] = 0.$$

Первый член разложения $\xi_1(\tau)$ равен нулю:

$$\frac{d}{d\tau} \xi_2(\tau) = \frac{f_r^*}{\mu\kappa} (1 + \omega_2 \sin \omega_2\tau - \cos \omega_2\tau); \quad (4.35)$$

$$\frac{d}{d\tau} \xi_2(\tau)|_{\tau=0} = \frac{f_r^*}{\mu\kappa} (1 + \omega_2 \cdot 0 - 1),$$

коэффициент при первом члене разложения $\xi_2(\tau)$ также равен нулю.

Определим коэффициенты при втором члене разложения в обоих решениях:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \xi_1(\tau)}{d\tau^2} &= A \left\{ \kappa^2 e^{-\kappa\tau} + \left(\frac{\kappa}{2}\right)^2 e^{\frac{\kappa}{2}\tau} (B \sin \omega_1\tau - \cos \omega_1\tau) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{\kappa}{2} e^{\frac{\kappa}{2}\tau} (B\omega_1 \cos \omega_1\tau + \omega_1 \sin \omega_1\tau) + \frac{\kappa}{2} e^{\frac{\kappa}{2}\tau} \times \right. \\ &\quad \left. \times (B \cos \omega_1\tau \omega_1 + \omega_1 \sin \omega_1\tau) + e^{\frac{\kappa}{2}\tau} (-B\omega_1^2 \sin \omega_1\tau + \omega_1^2 \cos \omega_1\tau) \right\}; \\ \frac{d^2 \xi_1(\tau)}{d\tau^2} \Big|_{\tau=0} &= A \left\{ \kappa^2 + \left(\frac{\kappa}{2}\right)^2 (-1) + \frac{\kappa}{2} B\omega_1 + \frac{\kappa}{2} B\omega_1 + \omega_1^2 \right\}, \end{aligned} \quad (4.36)$$

где

$$A = \frac{4}{3} \frac{f}{3(a+b)^2 + (a-b)^2}.$$

Подставляя значения A , B , ω_1 , κ в выражение (4.36), получим:

$$\frac{d^2 \xi_1(\tau)}{d\tau^2} \Big|_{\tau=0} = \frac{4}{3} \frac{f}{3(a+b)^2 + (a-b)^2} \left\{ \frac{3}{4} [3(a+b)^2 + (a-b)^2] \right\} = f. \quad (4.37)$$

Коэффициент при втором члене разложения функции $\xi_1(\tau)$ в ряд равен f . Второй член разложения определяют в виде

$$f \frac{\tau^2}{2!} = f \frac{\tau^2}{2}, \text{ где } f = \frac{\mu_2 g^*}{\beta \mu_2'}$$

Второй член разложения функции $\xi_2(\tau)$ определяют из следующих выражений:

$$\frac{d^2 \xi_2(\tau)}{d\tau^2} = \frac{f_r^*}{\mu_k} [\omega_2^2 \cos \omega_2 \tau + \omega_1 \sin \omega_1 \tau]; \quad (4.38)$$

$$\frac{d^2 \xi_2(\tau)}{d\tau^2} \Big|_{\tau=0} = \frac{f_r^*}{\mu_k} \omega_2^2 = \frac{f_r^*}{\mu_k} \frac{\mu_k}{\mu_2'} = \frac{\mu_2 g^*}{\beta \mu_2'} = f. \quad (4.39)$$

Второй член разложения $\xi_2(\tau)$ также равен $f \frac{\tau^2}{2!} = f \frac{\tau^2}{2}$.

Поэтому можно утверждать, что оба решения при малых τ эквивалентны, по крайней мере, во втором приближении — с точностью до членов второго порядка малости.

Далее оценим третье приближение:

$$\begin{aligned} \frac{d^3 \xi_1(\tau)}{d\tau^3} = A & \left\{ -\kappa^3 e^{-\kappa \tau} + \left(\frac{\kappa}{2}\right)^3 e^{\frac{\kappa}{2} \tau} (B \sin \omega_1 \tau - \cos \omega_1 \tau) + \right. \\ & + \left(\frac{\kappa}{2}\right)^2 e^{\frac{\kappa}{2} \tau} (B \omega_1 \cos \omega_1 \tau + \omega_1 \sin \omega_1 \tau) + 2 \left[\left(\frac{\kappa}{2}\right)^2 e^{-\frac{\kappa}{2} \tau} \times \right. \\ & \times (B \omega_1 \cos \omega_1 \tau + \omega_1 \sin \omega_1 \tau) + \frac{\kappa}{2} e^{\frac{\kappa}{2} \tau} (-B \omega_1^2 \sin \omega_1 \tau + \omega_1^2 \cos \omega_1 \tau) \\ & \times \omega_1 \tau] + \frac{\kappa}{2} e^{-\frac{\kappa}{2} \tau} \cdot (-B \omega_1^2 \sin \omega_1 \tau + \omega_1^2 \cos \omega_1 \tau) + e^{\frac{\kappa}{2} \tau} \times \\ & \left. \left. \times (-B \omega_1^3 \cos \omega_1 \tau - \omega_1^3 \sin \omega_1 \tau) \right\}; \quad (4.40) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{d^3 \xi_1(\tau)}{d\tau^3} \Big|_{\tau=0} = A & \left\{ -\kappa^3 + \left(\frac{\kappa}{2}\right)^3 (-1) + \left(\frac{\kappa}{2}\right)^2 B \omega_1 + \right. \\ & + 2 \left[\left(\frac{\kappa}{2}\right) B \omega_1 + \frac{\kappa}{2} \omega_1^2 \right] + \frac{\kappa}{2} \omega^2 - B \omega_1^3 \Big\} = \\ = A & \left\{ -\kappa^3 - \frac{\kappa^3}{8} + \frac{\kappa^2}{4} \cdot \frac{3}{2} \kappa + 2 \left[\frac{\kappa^2}{4} \cdot \frac{3}{2} \kappa + \frac{\kappa}{2} \cdot \frac{3}{4} (a-b)^2 \right] + \right. \\ & + \frac{\kappa}{2} \cdot \frac{3}{4} (a-b)^2 - \frac{3}{2} \kappa \cdot \frac{3}{4} (a-b)^2 \Big\} = A \left\{ -\frac{9}{8} \kappa^3 + \frac{3}{8} \kappa^3 + \right. \\ & + 2 \cdot \frac{3}{8} \kappa^3 + \kappa \cdot \frac{3}{4} (a-b)^2 + \frac{\kappa}{2} \cdot \frac{3}{4} (a-b)^2 - \\ & \left. - \frac{3}{2} \kappa \cdot \frac{3}{4} (a-b)^2 \right\} = A \left\{ \frac{3}{4} \kappa (a-b)^2 \left[1 - \frac{1}{2} - \frac{3}{2} \right] \right\} = 0. \quad (4.41) \end{aligned}$$

Коэффициент при третьем члене разложения $\xi_1(\tau)$ равен нулю. Оценим разложение $\xi_2(\tau)$ в третьем члене:

$$\frac{d^3 \xi_2(\tau)}{d\tau^3} = \frac{f_r^*}{\mu_k} [-\omega_2^3 \sin \omega_2 \tau + \omega_1^2 \cos \omega_1 \tau] \quad (4.42)$$

$$\left. \frac{d^3 \xi_2(\tau)}{d\tau^3} \right|_{\tau=0} = \frac{f_r^*}{\mu_k} \omega_1^2 = \frac{f_r^*}{\mu_k} \frac{\mu_k}{\mu_1} = \frac{\mu_2 q^*}{\beta \mu_1'} \quad (4.43)$$

Третий член не равен нулю, но к нему стремится:

$$\frac{\mu_2}{\mu_1'} \cdot \frac{q^*}{\beta} \cdot \frac{\tau^3}{3!} \rightarrow 0.$$

Величина $\mu_2 q^* / \beta \mu_1'$ является ускорением, приобретенным массой $\mu_1' = \mu_1 + (\mu_k/2)$ под действием веса полезного груза. Это ускорение весьма мало по сравнению с ускорением, вызываемым этой же силой у массы μ_2 .

Таким образом, в третьем приближении: по варианту I (см. рис. 4.6, а) третий член в разложении $\xi_1(\tau)$ строго равен нулю; по варианту II (см. рис. 4.6, б) третий член в разложении $\xi_2(\tau)$ пренебрежимо мал, практически также равен нулю.

Из изложенного можно сделать вывод, что оба варианта эквивалентны, по крайней мере, до членов третьего порядка малости включительно:

$$\xi_1(\tau) \approx \xi_2(\tau) \approx f \frac{\tau^2}{2},$$

где f — ускорение нижней массы, вызываемое весом полезного груза.

4.4. Процесс загрузки клетки вагонеткой без погрузочных устройств (на весу)

Наиболее сложные условия регулирования положения клетки могут возникать при вкатывании-выкатывании вагонетки без дополнительных погрузочных устройств. Загрузку клетки вагонеткой нельзя рассматривать как однократное приложение скачком номинальной нагрузки $(Q_{в.н} + Q_{г.н})$. Процесс следует рассматривать как двукратное приложение $0,5 (Q_{в.н} + Q_{г.н})$, соответствующее входу каждого ската вагонетки на рельсы клетки с возникновением в системе колебаний с нарастающей в две ступени амплитудой. При переходе первого ската вагонетки с рельсов на приемную площадку создается уменьшение во времени веса вагонетки. Величина $\Delta Q / \Delta t$ определяется радиусом ската вагонетки $R_{с.в}$ и скорости ее движения v_n :

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = \frac{0,5 Q_{г.н} v_n}{R_{с.в}};$$

при $Q_{г.н} = 50$ кН; $R_{с.в} = 0,35$ м; $v_n = 0,5$ м/с значение $\Delta Q / \Delta t = 4$ кН/с.

Нагрузка на клеть при движении первого ската вагонетки со скоростью $v_3 = 0,5$ м/с между площадкой и клетью возрастает до $0,5 (Q_в + Q_{г.н})$ по гиперболе за время 0,5 с. После входа первого ската клеть опускается, и второй скат через время, определяемое длиной $L_{п.б} + L_{к.п}$ и v_3 , падает с площадки на рельсы клетки, нагрузка от $0,5 (Q_в + Q_{г.н})$ возрастает скачком до $(Q_в + Q_{г.н})$. Если машина заторможена и верхняя точка каната неподвижна, при выкатывании вагонетки из клетки канат резко сократится за время прохождения по нему упругой волны. Величина Δh_k , включающая статическую и динамическую составляющие упругой деформации, может превысить высоту от рельсов до оси вагонетки $\Delta h_{д.п}$. Возникает аварийный режим — зависание дна вагонетки на передней линии пола клетки. Те же затруднения могут возникнуть при применении САУ—П, если быстроедействие не позволит обработать путь, соответствующий статической составляющей $|\Delta h_k$ за время прохождения упругой волны по канату, и путь, соответствующий амплитуде колебаний за время, приближающееся к $1/4$ периода колебаний.

Система подъема при загрузке клетки вагонеткой на весу без погрузочных устройств может быть представлена двухмассовой по схеме (см. рис. 4.6, а) либо по схеме (см. рис. 4.6, б).

При условии, если верхняя масса закреплена (ПМ на тормозе), а к нижней приложена нагрузка, то в механической системе возникнут колебания, которые можно представить как сумму вынужденных и свободных колебаний с учетом начальной амплитуды A_n :

$$\left. \begin{aligned} h_1 &= 0; \\ h_2 (T_2^2 p^2 + 1) &= \pm m_2 g / C_k, \end{aligned} \right\} \quad (4.44)$$

где $T_2 = \sqrt{m_2 / C_k}$.

Изменение положения груза определяют из формул

$$h_2 = h_{2вып} + h_{2св}; \quad (4.45)$$

$$h_2 = A_n \sin(\omega t + 1) + \frac{m_r g}{C_k} = \frac{Q_r}{C_k} \left(1 - \cos \frac{t_{2кол}}{T_2} \right); \quad (4.46)$$

$$t_{2кол} = 2\pi T_2 \sqrt{\frac{m_c + m_r}{C_k}}. \quad (4.47)$$

С учетом $\Sigma m = m_1 + m_2 = m_1 + m_c + m_r$,

$$T^2 = \frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2) C_k}$$

Уравнение движения массы концевого груза имеет вид

$$\frac{d^2 h_2}{dt^2} \left[T^2 \frac{d^3 h_2}{dt^3} + 1 \right] = \frac{F_g \mp Q_r}{m_1 + m_2}; \quad (4.48)$$

$$h_2 = \frac{F_g \mp m_r g}{m_1 + m_2} \cdot \frac{1}{(T^2 p + 1) p^2}; \quad (4.49)$$

$$j_s = \frac{F_g \mp m_r g}{m_1 + m_2} \frac{1}{(7^2 \rho^2 + 1)}, \quad (4.50)$$

где m_1 — приведенная масса вращающихся частей машины и нерабочей ветви каната.

Величина статической нагрузки от груженой вагонетки зависит от ее положения относительно клетки. При этом изменяется приведенная масса. Постоянную составляющую концевой нагрузки на канат можно обозначить

$$Q_k = Q_{кл} + \frac{1}{2} P_k H_k = Q_{кл} + \frac{1}{2} Q_n.$$

Характерные изменения нагрузки можно представить для двух положений: вагонетка находится в клетке; середина между скатами вагонетки находится над краем клетки:

$$Q_1 = Q_{кл} + Q_b; \quad Q_4 = Q_{кл} + \frac{1}{2} Q_b;$$

$$Q_2 = Q_{кл} + Q_b + Q_r; \quad Q_3 = Q_{кл} + \frac{1}{2} (Q_b + Q_r);$$

$$m_l = \frac{1}{g} \left(Q_l + \frac{1}{2} P_k H_k \right);$$

$$\Delta m_2 = Q_b/g; \quad \Delta m_4 = Q_b/2g;$$

$$\Delta m_3 = (Q_b + Q_r)/g; \quad \Delta m_5 = (Q_b + Q_r)/g.$$

При мгновенном приложении нагрузки начальная относительная скорость вагонетки по вертикальной оси v_0 принимается равной нулю. Поэтому уравнение движения клетки и его решение записывается в виде

$$\left(m_2 + \frac{m_k}{2} \right) \frac{d^2 h_{кл}}{dt^2} + C_k h_{кл} = Q_r; \quad (4.51)$$

$$h_{кл}(0) = 0; \quad \frac{dh_{кл}}{dt} = v_0;$$

$$h_{кл} = \frac{v_0}{\omega} \sin \omega t + \frac{Q_r}{C_k} (1 - \cos \omega t). \quad (4.52)$$

Угловая частота и период свободных колебаний в системе

$$\omega = \sqrt{\frac{C_k}{m_l}}; \quad T = 2\pi \sqrt{\frac{m_l}{C_k}}.$$

Амплитуда колебаний клетки при ее замедлении определяется динамическими усилиями в канатах:

$$A_{кл} = \frac{F_{дин}}{C_k} = \frac{j_2 m_l}{C_k} = \sqrt{\frac{v_0^2}{\omega^2} + \frac{Q_{кл}^2}{C_k}} = \sqrt{\Delta h_0^2 + \frac{v_0^2}{\omega^2}}. \quad (4.53)$$

Величина v_0 определяется для случая жесткого удара, при котором клеть и вагонетка после загрузки движутся с одной скоростью.

Наибольшее перемещение клетки при загрузке

$$\Delta h_{к. \max} = \frac{Q_{гi}}{C_{кi}} + \sqrt{\frac{Q_{гi}}{C_{кi}} + \frac{v_0^2}{\omega^2}}. \quad (4.54)$$

Величины $C_{кi}$, ω могут быть выражены через $Q_{гi}$, γ_0 , а $\Delta h_{к. \max}$ через $C_{кi}$ и $\omega_{кi}$:

$$C_{кi} = \frac{E_{кi}}{H_0} \cdot \frac{Q_{гi}}{(\sigma_{вi} - \gamma_0 H_0)}; \quad (4.55)$$

$$\omega^2 = \frac{C_{кi} g}{Q_{кi} + Q_{вi} + Q_{гi} + \frac{p H_0}{3}}; \quad (4.56)$$

$$p H_0 = \frac{Q_{кi} + Q_{вi} + Q_{гi}}{\sigma_{вi} - \gamma_0 H_0} \gamma_0 H_0; \quad (4.57)$$

$$\omega_{кi}^2 = \frac{E_{кi} g}{H_0 \left(\sigma_{вi} - \frac{2}{3} \gamma_0 H_0 \right)}; \quad (4.58)$$

$$\Delta h_{к. \max} = \frac{H_0}{E_{кi}} \cdot \frac{1}{(1 + \beta_{п.с})} (\sigma_{вi} - \gamma_0 H_0) + \sqrt{\frac{H_0^2 (\sigma_{вi} - \gamma_0 H_0)^2}{E_{кi}^2 (1 + \beta_{п.с})^2} + \frac{v_0 H_0}{g E_{кi}} \left(\sigma_{вi} - \frac{2}{3} \gamma_0 H_0 \right)}. \quad (4.59)$$

Так как на этапе приложения нагрузки $0,5 (Q_{вi} + Q_{гi})$ на клеть $v_0 / \omega^2 \ll (Q_{гi} / C_{кi})$, то для практических расчетов можно принимать $\Delta h_{кi1 \max} = Q_{гi} / C_{кi}$, а $\Delta h_{кi2 \max} = 2Q_{гi} / C_{кi}$. Удлинение каната под действием повторяющегося приложения частей веса вагонетки происходит по мере распространения упругой волны вдоль каната.

Уравнения движения клетки при накатывании вагонетки первым скатом h_1 , ее положения в момент накатывания второго ската h_2 в конце времени t_2 передвижения вагонетки на $L_{в.б}$ имеют вид

$$h_1 = h_{\max} \cos \omega_4 t_0 + \frac{v_0}{\omega_4} = h_{\max} \cos \sqrt{\frac{C_{кi}}{m_4}} t_0 + v_0 \sqrt{\frac{\sum m_4}{C_{кi}}}; \quad (4.60)$$

$$h_2 = h_{\max} \cos \omega_4 t_1 = h_{\max} \cos \left(\omega_4 \frac{h_{в.б}}{v_0} \right). \quad (4.61)$$

Если загрузка начинается с положения клетки на заданном уровне, то $v_0 = 0$, $A = h_0$. Момент соприкосновения второго ската вагонетки с клетью определяется от начала погрузки. Продолжи-

тельность передвижения вагонетки на $L_{в.б}$ зависит от $v_в$; $t_1 = L_{в.б}/v_в$. Для определения перемещения клетки с учетом возможного изменения $v_в$ при ее вкатывании используется графоаналитический метод расчета. На рис. 4.7 за начало движения клетки принимается точка O_1 , а второго ската вагонетки — точка O_2 . Сопри-

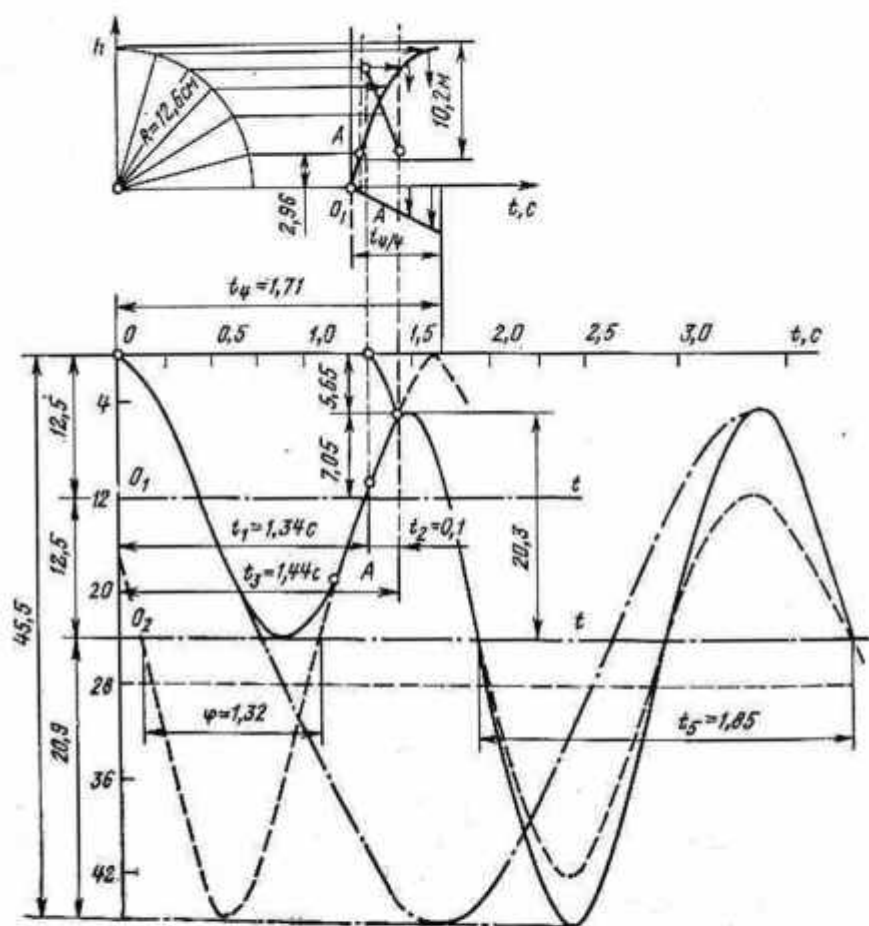


Рис. 4.7. Колебание клетки при вкатывании в нее грузовой вагонетки и отсутствии посадочных устройств, $H_n = 110$ м

косновение вторых скатов с клетью происходит через время t_2 после начала падения скатов с приемной площадкой через время t_3 . Время t_3 от момента входа первого ската на клеть до момента соприкосновения второго ската с клетью и ординату положения клетки в момент удара h_3 определяют по выражению

$$h_3 = h_{\max} - \sin \omega t_3,$$

$$\text{где } t_3 = t_1 + t_{2cp} = \frac{L_{в.б}}{v_6} + 0,5 \sqrt{\frac{2\Delta h(Q_B + Q_r)}{g}}$$

Скорости движения вагонетки и клетки до удара по ней вторых скатов, а также общая скорость движения клетки и вагонетки соответственно равны:

$$v_B = g t_1 = 0,13 \text{ м/с};$$

$$v_{кл.1} = h_{max} \cos \omega_4 t_4;$$

$$v_{общ} = \frac{\sum m_4 v_1 - \sum m_3 v_2}{\sum m_4 + (Q_B + Q_r)/g}$$

Понижение отметки, относительно которой клеть будет совершать колебания, соответствует статической составляющей упругой деформации каната $(Q_B + Q_r)/C_K$. Ордината положения клетки в момент посадки в нее вагонетки вторым скатом и амплитуда и фаза свободных колебаний клетки после полной посадки в нее груженой вагонетки:

$$h_{02} = h_{max} + \sin^2 \omega_4 t_4;$$

$$A_2 = \sqrt{h_{02} + \frac{v_{общ}^2}{\omega_3^2}};$$

$$\varphi = \arctg(h_{02} \omega_3 / v_{общ}).$$

На основании вышеприведенных соотношений проведен расчет процесса вкатывания вагонетки в клеть для условий подъема рудника им. К. Либкнехта при $H_n = 1100 \text{ м}$.

Таблица 4.2

Параметры	$\gamma=0,0079 \text{ кг/см}^3$			$\gamma=0,009 \text{ кг/см}^3$		
	$E_K=0,77 \cdot 10^7 \text{ Н/см}^2$			$E_K=1,13 \cdot 10^7 \text{ Н/см}^2$		
$H_n, \text{ м}$	360	720	1100	360	720	1100
$C_K, \text{ Н/м}$	150	75	40	320	1100	72
$\Delta h_{к.б.} (Q_B + Q_r), \text{ см}$	16,5	33	51	11,3	22,6	35
$\Delta h_{к.} (Q_B + Q_r), \text{ см}$	33	66	102	22,6	45,2	70
$T (Q_{кл.} + 0,5 Q_B + 0,5 Q_r), \text{ с}$	2,86	4,06	5,02	2,37	3,36	4,16
$T (Q_{кл.} + Q_B + Q_r), \text{ с}$	3,0	4,2	5,2	2,47	3,5	4,34
$t_2, \text{ с}$	0,129	0,182	0,23	0,106	0,152	0,187
$t_3, \text{ с}$	4,53	4,58	4,63	4,51	4,55	4,59
$v_{0,5 (Q_B + Q_r)}, \text{ м/с}$	-0,211	-0,132	+0,574	-0,04	-0,24	-0,12
$v (Q_B + Q_r), \text{ м/с}$	-0,685	-0,366	+0,226	-0,37	-0,72	-0,31
$A_{0,5 (Q_B + Q_r)}, \text{ см}$	33	66	102	22,6	45,2	70
$A (Q_B + Q_r), \text{ см}$	66	132	204	45,2	90,4	140

При входе в клеть одного ската вагонетки в системе возникает колебательный процесс (см. рис. 4.7). Уровень пола совершает колебания относительно положения, соответствующего величине $\Delta h_{к.ст}$ от $0,5(Q_u + Q_r)$ — линия O_1-t . Момент приложения нагрузки на клеть от второго ската вагонетки обозначен линией $A-A$. Система совершает колебания относительно линии O_2-t , определяемой $\Delta h_{к.ст2}$ от $(Q_u + Q_r)$. Амплитуда колебаний увеличивается вдвое по сравнению с первым периодом. В связи с увеличением массы период колебаний также увеличивается $T_5 > T_4$. Для определения момента соприкосновения второго ската вагонетки с

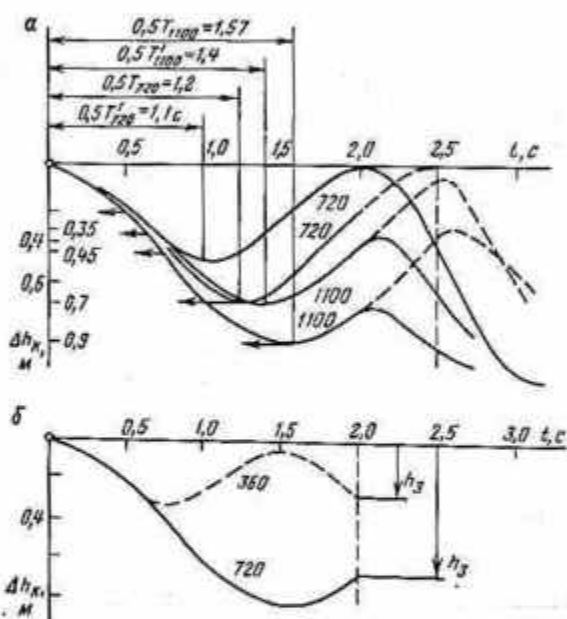


Рис. 4.8. Колебание клетки при вкатывании в нее груженой вагонетки и отсутствии посадочных устройств при $H_n = 720$ и 1100 м без учета (а) и с учетом (б) демпфирующих свойств каната при $E_k = 0,79 \cdot 10^7$ Н/см² и $E_k = 1,13 \cdot 10^7$ Н/см²; T' для $E_k = 1,13 \cdot 10^7$ Н/см²

клетью использован графический метод: складываются ординаты процессов колебаний от повторяющихся двух ступеней нагрузки.

На рис. 4.8 показана загрузка клетки вагонеткой без использования дополнительных погрузочных устройств для условий подъемной установки Урупского рудника при $Q_u + Q_{r, max} = 5 \cdot 10^4$ Н, $\gamma = 0,0079$ кг/см³, $E_k = 0,79 \cdot 10^7$ Н/см², $v_u = 0,25$ м/с, при различных величинах C_k вследствие изменения $H_n = 360, 720, 1100$ м. Расчеты сведены в табл. 4.2.

Процессы отличаются разным временем $t_{к1}$ и $t_{к2}$ достижения установившихся значений $\Delta h_{к,}$ различными A, ω . При $v_u =$

= const второй этап изменения уровня нагрузки происходит в равные моменты времени, поэтому и амплитуды колебаний отличаются друг от друга.

Приложение полного веса вагонетки к клетке увеличивает динамическую составляющую и максимальную величину упругого удлинения каната.

Изложенная выше методика аналитического исследования загрузки подъемного сосуда на весу является обобщенной. Графический метод может быть использован для уточнения процесса загрузки-разгрузки клетки вагонеткой, определения процесса с учетом соприкосновения падающего второго ската вагонетки с клетью.

Изложенная методика определения удлинения каната при приложении груза и удлинении каната может быть использована как для клетевых, так и для скиповых подъемных машин.

4.5. Возможность построения системы управления положением при скачке нагрузки на клеть

Раньше считалось доказанным, что с помощью быстродействующих систем управления и электропривода возможно управлять в зоне приемных площадок без применения посадочных устройств и качающихся площадок. Это должно означать, что САУ—П может обеспечить обработку пути, равного сумме статической и динамической составляющих упругой деформации каната $\Delta h_{k \max}$ от скачка нагрузки за время прохождения упругой волны по канату τ_k , и время, соответствующее $\frac{1}{4} T_k$ — периоду колебаний системы:

$$t_{\text{пер}} \leq (\tau_k + 0,25T_k). \quad (4.62)$$

При значительной длине каната H_k чистое запаздывание τ_k — время, в течение которого упругая волна пройдет по канату со скоростью v_k , может быть определено следующим образом:

$$\tau_k = \int_0^{H_k} \frac{1}{v_k} dH = \int_0^{H_k} \frac{1}{\sqrt{\frac{C_k}{m_k}}} dH. \quad (4.63)$$

Время регулирования САУ—П при обработке Δh_k и скачке нагрузки определяют в следующей записи:

$$t_{\text{пер}} \leq \int_0^{H_k} \frac{1}{\sqrt{\frac{C_k}{m_k}}} dH + \frac{1}{\frac{\pi}{2} \sqrt{C_k \frac{m}{m_1 m_2}}}. \quad (4.64)$$

Следует оценить, обладает ли САУ—П требуемым быстродействием для осуществления регулирования положения при скачке нагрузки на клеть.

Обработка посредством электропривода и САУ—П упругой деформации каната Δh_k определяется предельными возможностями привода в результате неизбежного накладывания ряда ограничений. Ограничения требуемого процесса движения формируются как технологические ограничения кинематических параметров, ограничения скорости v , ускорения j , рывка ρ . Формирование активных сил для обеспечения нужного закона движения должно осуществляться посредством управления преобразованием энергии. Поэтому реальными ограничивающими факторами являются также технические параметры двигателя, его ток I_n и мощность $P_{дв}$.

Ограничение по предельной скорости регулирования положения устанавливается по принятой скорости дотягивания, с которой осуществляется переход от программного регулирования скорости к регулированию положения: $v_n < v_{дот} = 0,4 \div 0,5$ м/с.

Ограничение по ускорению устанавливается ПБ для людских и грузолюдских подъемных установок: $j_n \leq j_{ПБ} = 0,75$ м/с².

Ограничения по рывку устанавливаются в соответствии с допустимым уровнем колебаний каната: $\rho_n \leq \rho_{доп} = 3,5 \div 5$ м/с³.

Ограничения по току определяются перегрузочной способностью двигателей: $I_n = (2 \div 2,5) I_{н.н.}$

Ограничение темпа изменения тока привода оказывается связанным с ограничением j , ρ , I_n , так как нарастание тока до значения $2I_{н.н.}$ обеспечивается за время t_p только при определенном темпе его изменения:

$$t_p = \frac{j_n}{\rho_n} = 0,2 \text{ с}; \quad (4.65)$$

$$\left(\frac{dI_n}{dt} \right)_{доп} \leq \frac{2I_{н.н.}}{t_p} = 10I_{н.н.} \text{ с} \quad (4.66)$$

Ограничение мощности определяется условиями нагрева по среднему квадратичному (эффективному) току за цикл подъема нормального груза:

$$P_{дв} \leq P_{эф}. \quad (4.67)$$

Дополнительным является конструктивно-технологическое ограничение: отклонение клетки от заданного уровня вследствие $\Delta h_{k, \max}$ при скачке нагрузки (с учетом частичной обработки Δh_k посредством САУ—П) не должно превышать расстояния от головок рельсов до сцепки вагонетки при ее наклоненном состоянии $h_{сц}$. В противном случае вагонетка зависнет сцепкой на краю погрузочной площадки. Для ряда исполнений вагонеток величина $h_{сц}$ изменяется незначительно, поэтому должно удовлетворяться условие $\Delta h_{k, \max} < h_{сц} = 0,2 \div 0,25$ м.

Возможность осуществления регулирования положения, разгона-замедления системы подъема по треугольному графику (рис. 4.9, а) за время τ_k или $(\tau_k + 0,25 T_k)$ на пути $\Delta h_{k, \max} = \Delta h_{k, ст} + \Delta h_k$ при $j_{раз. зам} = j_{ПБ} = 0,75$ м/с² проверяют по

условиям клетевой подъемной установки на Урупском руднике: $MK 2,25 \times 4$; $D_5 = 2,25$ м; $Q_{к.л} = 83,5$ кН; $Q_n = 15$ кН; $Q_{г.н} = 35$ кН; $Q_{пр} = 90$ кН; $S_k = (4 \times 1,74)$ см²; $P_k = 4 \times 25$ Н/м; $E_k = 1,1 \cdot 10^7$ Н/см².

Для этой установки величины v_k , τ_k и Δh_k имеют значения:

$$v_k = \sqrt{C_k/m_k} = 3200 \text{ м/с;}$$

H_k , м	180	360	730	1100
τ_k , с	0,05	0,11	0,22	0,34
Δh_k , ст. м	0,15	0,3	0,6	0,9

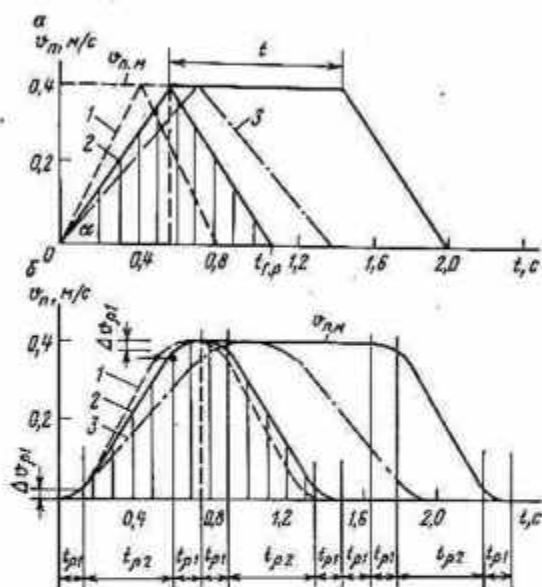


Рис. 4.9. Графики скорости — треугольный и трапецидальный для отработки Δh_k посредством САУ—П:

а — без учета рывка; б — с учетом рывка; 1 — 1 м/с²; 2 — 0,75 м/с²; 3 — 0,6 м/с²

Время τ_k уже при малой H_n оказывается меньше $t_{гр}$ — времени отработки $\Delta h_{к.ст}$ по треугольной диаграмме:

$$t_{гр. H_n} = 2 \sqrt{\frac{2\Delta h_{к.ст}}{j_{р.з}}} > \tau_{к. H_n}. \quad (4.68)$$

Если $H_n = 180$ м, $\Delta h_{к.ст} = 0,15$ м, то

$$t_{гр 180} = 1,25 \text{ с} > \tau_{к 180} = 0,05 \text{ с.}$$

Если $H_n = 1100$ м, $\Delta h_{к.ст} = 0,9$ м, то

$$t_{гр 1100} = 3,1 \text{ с} > \tau_{к 1100} = 0,34 \text{ с.}$$

Минимальное время отработки треугольного графика с $j_{р.з} = 0,75$ м/с² при $P_{дв.н} = P_{эф}$ оказывается больше τ_k и $\tau_k +$

+ 0,25 T_k . Время периода колебаний клетки при приложении скачком нагрузки $Q_n + Q_c$ можно определить по рис. 4.9, б. Действительно:

$$t_{гр 100} = 1,25 \text{ с} > \tau_{к 100} + 0,25T_{к 100} = 0,35 \text{ с};$$

$$t_{гр 1100} = 3,1 \text{ с} > \tau_{к 1100} + 0,25T_{к 1100} = 1,24 \text{ с}.$$

При скачке номинальной нагрузки на клеть практически невозможно осуществить обработку упругой деформации каната — динамического перемещения каната $\Delta h_{к \max}$, если на динамику обработки перемещения накладывается ограничение по ускорению.

Предельные кинематические диаграммы. График скорости обработки Δh_k может иметь трапециевидальную или треугольную форму, как это показано на рис. 4.9, в зависимости от ограничения v_n, j_n и $\Delta h_{к \max}$. Прямой оценкой оптимального по быстрдействию процесса движения при обработке Δh может служить продолжительность времени процесса по граничному треугольному графику скорости с $t_{гр} = v_n^2/2j_n$ (заштрихованная площадь на рис. 4.9, а).

Минимальное время обработки перемещения

$$t_{\min}(h) = \begin{cases} 2 \sqrt{\frac{h_k t_{гр}}{2v_n}} & \text{при } h_k \leq h_{гр}; \\ \frac{h_k t_{гр}}{2v_n} + \frac{h_k}{v_n} & \text{при } h_k > h_{гр}. \end{cases} \quad (4.69)$$

Если $\Delta h_{к \max} - h_{сч} \leq h_{гр}$, то время действия САУ — П по треугольному графику определяется только величиной ускорения j_n , если $h_{гр} > h_{сч}$, то время действия САУ — П по трапециевидальному графику зависит как от j_n , так и от v_n :

$$t_{ср. \text{треуг}} = \int_0^{h_{\max}} \left(2 \sqrt{\frac{h}{2j_n}} \right) f(h) dh; \quad (4.70)$$

$$t_{ср. \text{трап}} = \int_0^{h_{\max}} \left(\frac{v_n}{2j_n} + \frac{h}{v_n} \right) f(h) dh. \quad (4.71)$$

Уменьшение времени обработки Δh_k может быть достигнуто снятием части или всех указанных выше ограничений. Можно предположить, что снимаются все ограничения. В этом случае обработка Δh_k не может осуществляться по трапециевидальному графику, она происходит по треугольному графику. При неограниченном увеличении v_n и j_n величина $t_{гр} \rightarrow 0$.

Имеется несколько технических возможностей для реализации допустимых вариаций параметров для уменьшения времени обработки перемещения. В пределах малых значений Δh_k возможно изменение ограничений, накладываемых на $v_n, j_n, P_{дв}$. Максимальный эффект вносится j_n и $P_{дв}$. Возникает вопрос об оценке целесообразно-предельного изменения параметров по техническим

и экономическим показателям. Для варианта, в котором не ограничивается j_n , v_n , должен быть решен вопрос о целесообразном увеличении $P_{дв}$.

Зависимость $t_{ср} = f(h, j_n)$ для треугольной диаграммы скорости запишем в виде

$$t_{ср} = \frac{4}{3} \sqrt{\frac{h_{max} t_{ср}}{2v_n}} \quad \text{при } j_n < \frac{v_n^2}{2h_{max}}. \quad (4.72)$$

При $j_n \rightarrow \infty$ величина $t_{ср} \rightarrow h_{max}/2v_n$.

График зависимости $t_{ср} = f(j_n)$ при $\Delta h_k = \text{const}$ показан на рис. 4.10. При $\Delta h_k = 1,2$ м увеличение j_n в 3 раза с $j_{n1} = 0,5$ м/с² до $j_{n2} = 1,5$ м/с² определяет уменьшение $t_{ср}$ в 1,65 раза с $t_{ср1} = 1,6$ до $t_{ср2} = 0,9$. Но увеличение j_n в 6 раз до $j_{n3} = 3$ м/с² уменьшает $t_{ср}$ всего в 2,3 раза — до $t_{ср3} = 0,7$ с. При дальнейшем возрастании j_n величина $t_{ср}$ изменяется мало.

Пределы увеличения j_n должны быть увязаны с целесообразным увеличением $M_{пуск}$ и $P_{дв}$ и подъемного двигателя, а $t_{ср}$ — с реальным видом диаграммы движения и ограничением (dl_n/dt) .

Реальный график динамического перемещения. Треугольный график скорости $v_n = f(t)$ должен иметь плавные переходы к разным значениям j_n для удовлетворения ограничения по dl_n/dt и ρ . При наличии в контуре регулирования положения задатчика программы движения будет обеспечиваться задание $v_{n1} = v_{nmax}$, а процесс разгона-замедления проходить по одному и тому же закону с ограничением величины ускорения и рывка. При условии обеспечения $t_{ср min}$ вид заданной диаграммы движения определяется однозначно. Она будет иметь треугольную форму с плавными переходами от одного значения ускорения к другому, как это показано на рис. 4.9, б.

Приведем описание диаграммы движения с ограничением:

$$\rho = \text{const}; t_{p\rho} = t_{p3} = \frac{j_n b}{\rho_n};$$

$$v_{p\rho} = v_{p3} = \frac{\rho_n t_{p\rho}^2}{2}; h_{p1} = h_{p3} = \frac{\rho_n^3 t_{p\rho}^3}{6};$$

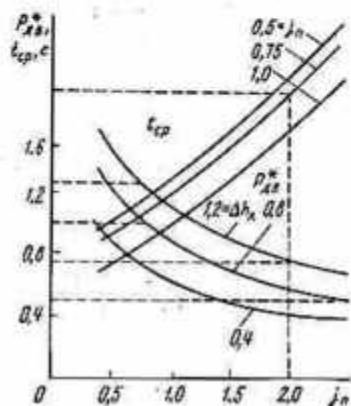


Рис. 4.10. Зависимости времени движения и относительной мощности двигателя от изменения ускорения при обработке Δh_k по треугольному графику скорости

$$j_n = \text{const}; t_l = \frac{1}{j_{\text{ПБ}}} \left\{ v_{\text{нmax}} - v_0 - 2 \int_0^t \left[j_0 + \int_0^t \rho(t) dt \right] dt \right\};$$

$$v_0 = 0; j = 0; t_{j_p} = t_{j_s} = \frac{1}{j_{\text{ПБ}}} \left(v_{\text{нmax}} - 2 \frac{\rho_n t^2}{2} \right);$$

$$v_{0.3} = v_{\text{нmax}} - v_p; h_{j_p} = h_{j_s} = \frac{v_{0.3}^2 - v_{j_p}^2}{2j_{\text{ПБ}}};$$

$$\rho_0 = \text{const}; t_{\rho_{p2}} = t_{\rho_{s2}}; h_{j_p} = h_{j_s} = (v_{\text{нmax}} - v_{\rho_p}) t_p + \frac{\rho_n t_p^3}{6};$$

$$t_{p_i} = \frac{h_{p_i}}{v_{\text{нmax}}} \left[(\Delta h_{\text{кmax}} - h_{\text{св}}) - 4h_p - 2h_j \right] \frac{1}{v_{\text{н.к}}};$$

$$= \left\{ (\Delta h_{\text{кmax}} - h_{\text{св}}) - \left[h_0 + \int_0^t \left[v_0 + \int_0^t \left[j_0 + \int_0^t \rho(t) dt \right] dt \right] dt \right] - \frac{v_{\text{нmax}} t_j}{2} \right\} \frac{1}{v_{\text{ПМ}}};$$

При $h_0 = 0; v_0 = 0; j_0 = 0; \rho = \text{const}$

$$t_{p_i} = \frac{1}{v_{\text{нmax}}} \left[(\Delta h_{\text{кmax}} - h_{\text{св}}) - \frac{1}{6} \rho t_p^3 - \frac{v_{\text{нmax}} t_j}{2} \right];$$

$$t_n = 4t_p + 2t_j + t_{p_i} \quad (4.73)$$

Минимальное время для треугольной диаграммы

$$t_{\text{нmin}} = 4t_p + 2t_j \quad (4.74)$$

Приведем также пример расчета реальной диаграммы движения, приведенного на рис. 4.9, б с ограниченными параметрами, равными: $v_{\text{нmax}} = 0,4 \text{ м/с}$; $j_{\text{ПБ}} = j_p = j_s = 0,75 \text{ м/с}^2$; $\rho_n = 3,75 \text{ м/с}^3$; $t_p = 0,2 \text{ с}$.

Величина приращения (изменения скорости за время действия рывка) и величины скорости $v_{0.3}$:

$$v_p = \frac{\rho t^2}{2} = 0,075 \text{ м/с};$$

$$v_{0.3} = v_{\text{нmax}} - v_p = 0,325 \text{ м/с}.$$

Время и путь движения в отдельные периоды и в течение всего цикла:

$$t_{p.3} = \frac{v_{0.3} - v_p}{j_{\text{ПБ}}} = 0,33 \text{ с};$$

$$t_{\text{нmin}} = 4t_p + 2t_{p.3} = 1,46 \text{ с};$$

$$h_p = \frac{\rho t_p^3}{6} = 0,0025 \text{ м};$$

$$h_{p, z} = \frac{v_{03}^2 - v_p^2}{2j_{пв}} = 0,166 \text{ м};$$

$$h = v_0 t_p + \frac{\rho_0 t_p^3}{6} = 0,0525 \text{ м};$$

$$h_{п \text{ min}} = 4h_p + 2h_{p, z} + 2h_p = 0,54.$$

При $h_{доп} = 0,54 \text{ м}$; $t_{p \text{ min}} = 1,46 \text{ с} > t_{п \text{ min}} = 1,2 \text{ с}$.

При реализации реального графика движения с ограничением рывка время отработки перемещения Δh_k увеличивается в 1,2—1,4 раза.

Неоптимальная трапецидальная диаграмма скорости. В случае значительных величин H_n и $\Delta h_{k \text{ max}}$ отработка по треугольному графику даже при снятии ограничения по $\Delta h_{k \text{ max}} < h_{св}$ может оказаться невозможной при наличии ограничений по v_n и j_n . Если принять $\Delta h_{ср} = 0,8 H_n 10^{-3}$, м и $\Delta h_{k \text{ max}} = 2 \Delta h_{ср}$, то условие выполнения треугольного графика определяется из следующего:

$$v_{п. м} = \sqrt{2j_{пв} \frac{\Delta h_{k \text{ max}}}{2}} = \sqrt{j_{пв} \cdot 2 \Delta h_{k \text{ ср}}} = \sqrt{1,6 j_{пв} H_n \cdot 10^{-3}}. \quad (4.75)$$

При ограничении $j_n \leq 0,75 \text{ м/с}^2$, $v_{п. м} = 0,5 \text{ м/с}$ для осуществления отработки Δh_k должно удовлетворяться условие

$$H_n < \frac{v_{п. м}^2 \cdot 10^3}{1,2} = 200 \text{ м}.$$

При $H_n > 200 \text{ м}$, ограничения $j_n = 0,75 \text{ м/с}^2$ и $v_{п. м} = 0,5 \text{ м/с}$ отработка Δh_k может осуществляться только по трапецидальному графику скорости (см. рис. 4.9, б).

Из выражения зависимости времени отработки Δh_k по треугольной ($t_{ср. \text{ треуг}}$) и трапецидальной ($t_{ср. \text{ трап}}$) диаграммам определяют их соотношение:

$$t_{ср. \text{ трап}} = \left(\frac{h_{\text{max}}}{2v_n} + \frac{3}{4} \frac{v_n}{j_n} \right) > t_{ср. \text{ треуг}} = \sqrt{\frac{h_{\text{max}}}{j_n}}. \quad (4.76)$$

Время отработки Δh_k при трапецидальной диаграмме скорости по сравнению с треугольной возрастает. В связи с этим задача регулирования положения при скачке нагрузки при больших H_n без качающейся площадки не может получить практического решения.

Энергетическое ограничение использования САУ—П. Определение оптимального процесса регулирования положения по быстрдействию может быть основано на возможности изменения ограничения параметров диаграммы движения и параметров подъемного двигателя. В САУ—П оптимизируемыми параметрами следует считать время загрузки подъемного сосуда и время отработки Δh_k , которое можно представить как быстрдействие системы. Поэтому

должно обеспечиваться оптимальное быстроедействие по времени отработки некоторых путей состояний подъемного сосуда при ограниченных энергетических запасах привода, тока и мощности двигателя.

При этом следует иметь в виду, что управление электроприводами постоянного тока подъемных машин осуществляется при постоянном потоке двигателя, его электромагнитный момент пропорционален якорному току, поэтому при требуемом номинальном напряжении мощность двигателя пропорциональна электромагнитному моменту.

В реальных электроприводах с САУ—П неизбежно ограничение не только параметров диаграммы движения, но и параметров подъемного двигателя: его мощности и перегрузочной способности.

Следует сравнить соотношение перегрузочной способности двигателя, выбранного из условия $P_{дв} = P_{эф}$, с требуемой перегрузочной способностью по условию реализации разгона за время $\tau_k + 0,25 T_k$. Сравнение производится на примере клетевой подъемной установки Урупского рудника ($P_{дв.н} = 175$ кВт; $n_{дв.н} = 300$ об/мин; $i_p = 7,26$; $H_n = 1100$ м).

Требуемое ускорение и перегрузочная способность двигателя для обеспечения указанного времени разгона для отработки $\Delta h_{k,max} = 2\Delta h_{k,ст} = 1,8$ м ($0,5 \Delta h_{k,max} = 2 \cdot 0,45$ м) по треугольному графику при скачке нагрузки $Q_r + Q_n$ и $0,5(Q_r + Q_n)$ определяют в виде

$$j_n \max = \frac{\Delta h_{k,max}}{(t_{гр}/2)^2} = \frac{2\Delta h_{k,ст}}{\tau_k + 0,25T_k} = 4,7 \text{ м/с}^2,$$

$$\lambda_{дв} = \frac{M_n}{M_{дв.н}} = \frac{n_{дв.н} D \delta}{975 P_{дв.н} i_p^2} (Q_{кл} + Q_n + Q_r + Q_{пр} + j_n \Sigma m) = 5,6.$$

Электропривод с САУ—П при определенной величине H_n может осуществить отработку Δh_k по треугольному графику при скачке нагрузки $Q_n + Q_r$ и $0,5(Q_n + Q_r)$ с требуемым ускорением только при значительном запасе перегрузки по току и моменту двигателя по сравнению с двигателем, выбранным из условия подъема нормального груза по заданной программе скорости. При $H_n = 1100$ м требуется использовать двигатель с $M_{дв.н} = 2,8 \div 1,4 M_{эф}$.

Увеличение j_n для отработки Δh_k не только уменьшает степень изменения $t_{ср}$ (рис. 4.10), но увеличивает требуемое значение пускового момента M_n и мощности двигателя $P_{дв}$.

При этом мощность двигателя в относительных единицах к нормальной мощности равна

$$P_{дв}^* = 0,5 I_n = 0,5 \left(1 + \frac{j_n t}{g_{пв}} \right). \quad (4.77)$$

Зависимость $P_{дв}^* = f(j_n)$, приведенная на рис. 4.10, показывает, что величина $P_{дв}^*$ возрастает быстрее увеличения j_n . Если $P_{дв}$

выбрана по $M_{эф}$ ($F_{эф}$) и условиям обеспечения пускового момента, то практически невозможно увеличивать j_n для уменьшения времени отработки Δh_k . При снятии ограничения v_n, j_n (в нарушение норм) для отработки Δh_k при $H_n = 1100$ м требуется $j_n = 4,7$ м/с² и увеличение мощности двигателя вдвое.

Осуществление регулирования положения в паузе между подъемами приводит к увеличению эффективной мощности двигателя по сравнению с эффективной мощностью при программном регулировании скорости. Как показывают расчеты, мощность двигателя повышается примерно на 10 % при использовании САУ—П на скиповых подъемных установках с малыми паузами на загрузку-разгрузку. На клетевых подъемных установках с большим временем загрузки-разгрузки мощность повышается на 15 %.

Осуществление САУ—П для регулирования положения клетки при вкатывании вагонетки без качающейся площадки при $P_{дн} = P_{эф}$ и больших глубинах подъема невозможно вследствие недостаточности момента для выполнения диаграммы движения с требуемым ускорением. При увеличении мощности двигателя и момента регулирования положения возможно, но при этом чрезмерно увеличиваются габариты двигателя.

Ограничение использования САУ—П по конструктивным параметрам клетки и вагонетки. При загрузке клетки вагонеткой на весу без качающейся площадки амплитуда колебаний каната при приложении нагрузки скачком не должна превышать расстояния от днища вагонетки до головок рельсов, в противном случае вагонетка зависнет днищем на краю погрузочной площадки.

Изменение положения клетки в результате упругой деформации каната при приложении груза $0,5(Q_b + Q_r)$ скачком определяют в виде

$$\Delta h_k = \Delta h_{k. \text{вмн}} + \Delta h_{k. \text{св}} = \frac{\Delta Q_r}{C_k} + \frac{\Delta Q_r}{C_k} \cos \omega_k t_i$$

где

$$C_k = \frac{E_k S_k}{H_n}; \quad \omega_k = \sqrt{C_k \frac{\Sigma m}{m_1 + m_2}}$$

Общее условие нормального протекания процесса регулирования положения клетки при скачке нагрузки $0,5(Q_b + Q_r.н)$

$$h_{кл}(t) = h_{1 \text{ пер}} + \Delta h_{k. 0,5} - \Delta h_{k. \text{доп}} < h_{cu}$$

или иначе:

$$\left[\frac{2}{3} \rho_n t_p + \frac{(2v_{n \text{ max}} - \rho t_p^2)^2}{4j_n} + \left(v_{n \text{ max}} - \frac{\rho t_p^2}{2} \right) t_p + \frac{\rho t_p^3}{6} \right] - \frac{(Q_b + Q_{r.н}) H_n}{E_k S_k} \left(1 - \cos t \sqrt{\frac{1}{H_n}} \sqrt{E_k S_k \frac{\Sigma m}{m_1 + m_2}} \right) < h_{cu} \quad (4.78)$$

Параметры	$E_k = 0,77 \cdot 10^7 \text{ Н/см}^2$			$E_k = 1,0 \cdot 10^7 \text{ Н/см}^2$		
	H_n , м	1100	720	360	1100	720
S_k , Н/м	55	71	140	71	99	200
$\omega_{к.в.б.}$, 1/с	2	2,58	4,3	2,27	3,06	3,6
$T_{кол.в.б.}$, с	3,14	2,44	1,46	2,58	2,04	1,75
$\Delta h_{к.маx}$ в.б., м	0,91	0,71	0,36	0,91	0,51	0,25

Условия допустимости регулирования положения клетки с вагонеткой изменяются в зависимости от конструкции машины и ис-

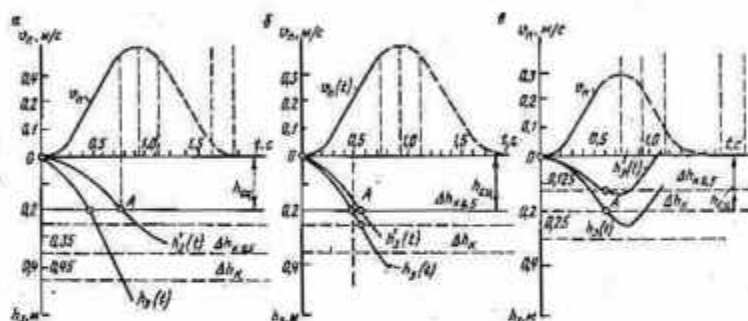


Рис. 4.11. Графики изменения скорости и положения клетки при вкатывании вагонетки:

а — $H_n = 1100$ м; б — $H_n = 720$ м; в — $H_n = 360$ м

полнения подъемных установок $\Sigma m / (m_1 + m_2)$, конструкции каната $E_k S_k$, глубины подъема H_n и прикладываемого груза $0,5 (Q_b + Q_r)$. Для одной установки это условие изменяется в зависимости от Q_r и H_n , поэтому решение задачи выполняют для наглядности на числовом примере по условиям той же клетевой подъемной установки Урульского рудника.

Изменение S_k , $\omega_{к.в.б.}$, ω_k , $T_{кол.в.б.}$, $T_{кол}$ и $\Delta h_{к.маx}$ при разных значениях H_n , E_k показано в табл. 4.3.

Расчетные параметры движения машины (верхнего конца каната) при $\rho = 3,75 \text{ м/с}^3$, $t_p = 0,2 \text{ с}$, $t_{n \text{ min}} = 1,83 \text{ с}$, $h_{n \text{ min}} = 0,368 \text{ м}$ приведены на рис. 4.11. Для диаграммы при $\rho = 5 \text{ м/с}^3$, $t_p = 0,15 \text{ с}$, $(dI_n/dt) = 6,7 \text{ I}_{лн.}$, $t_{n \text{ min}} = 1,52 \text{ с}$, $h_{n \text{ min}} = 0,328 \text{ м}$. Процессы изменения положения клетки $h_3(t)$ при приложении нагрузки скачком в результате вкатывания первого ската вагонетки приведены на рис. 4.11, на которых обозначено $h_3'(t)$ для $E_k = 1,1 \cdot 10^7 \text{ Н/см}^2$ и $h_3(t)$ для $E_k = 0,79 \cdot 10^7 \text{ Н/см}^2$. При расчете процессов силы трения и диссипативные силы не учитывались.

В точке A (см. рис. 4.11) сцепка вагонетки упирается в пол клетки и нормальное регулирование нарушается.

На основании процессов (см. рис. 4.11), следует, что САУ—П с ограничением p_n , j_n , v_n не способна отработать упругую деформацию каната в результате входа в клетку первого ската грузовой вагонетки при $H_n > 300$ м, но по сравнению с загрузкой при заторможенной машине увеличивает допустимую для нормальной загрузки H_n .

Осуществление регулирования положения клетки при ее загрузке на весу практически оказывается возможным при малой длине отвеса каната, например, на верхней приемной площадке.

Управление положением клетки при ее загрузке-разгрузке на весу на верхней приемной площадке следует считать целесообразным, так как такое управление позволяет сократить время загрузки-разгрузки при использовании посадочных кулаков с неизбежными затратами времени на маневры для посадки клетки на кулаки, для снятия ее с кулаков.

Для осуществления САУ—П с отработкой путевого рассогласования заданного и действительного положений подъемного сосуда в результате изменения нагрузки даже небольшая разница по быстройдействию систем электропривода и управления может явиться значительным преимуществом.

4.6. Оптимальное время загрузки подъемного сосуда

Мгновенное приложение нагрузки к подъемному сосуду увеличивает амплитуду свободных колебаний сосуда на канате до величины, равной статическому удлинению каната от приложенного груза. Возникающие колебания медленно затухают из-за их низкой частоты и малых демпфирующих свойств каната. При приложении нагрузки за большое время колебания отсутствуют, статическое удлинение каната определяется величиной приложенного груза. Из этого следует, что можно ограничить амплитуду колебаний определенной величиной путем оптимизации времени загрузки-разгрузки при изменении высоты подъема H_n и жесткости каната C_k . Изменение процесса загрузки-разгрузки сосуда в связи с изменением H_n и $qt = \Delta Q_r / \Delta t$ показано на рис. 4.12. Число колебаний за время загрузки не превышает трех-четырех, амплитуда колебаний $A_k \approx H_n \frac{\Delta Q_r}{\Delta t}$. Качественно похожие процессы колебаний системы канат—сосуд при разных H_n и Q_r могут быть достигнуты изменением времени загрузки $t_{загр}$.

Процесс загрузки сосуда, обеспечивающий минимальную продолжительность при допустимом по технологии перемещении сосуда от заданного уровня, может быть назван оптимальным. Такой процесс достигается приложением груза по линейному закону во времени, обеспечивающему при любой H_n допустимое по технологии минимальное значение динамической составляющей упругой

деформации каната. Таким образом, условиями осуществления оптимального процесса загрузки являются: изменение нагрузки по линейному закону или близкому к нему, возможность изменения времени приложения нагрузки в связи с изменением H_n , обеспече-

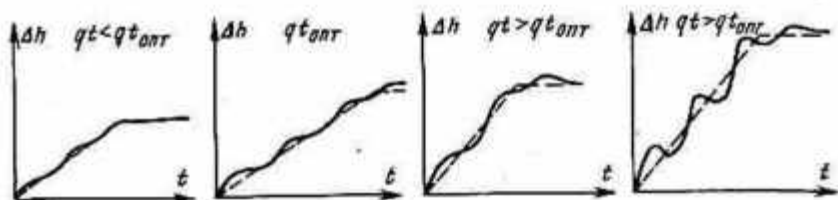


Рис. 4.12. Процесс загрузки-разгрузки подъемного сосуда с изменением высоты подъема и темпа приложения нагрузки

ние быстрогодействия управления в связи с ограничением величины динамической путевой ошибки. При $H_n = \text{const}$ оптимальный процесс достигается при изменении $t_{\text{загр}}$ в зависимости от величины груза.

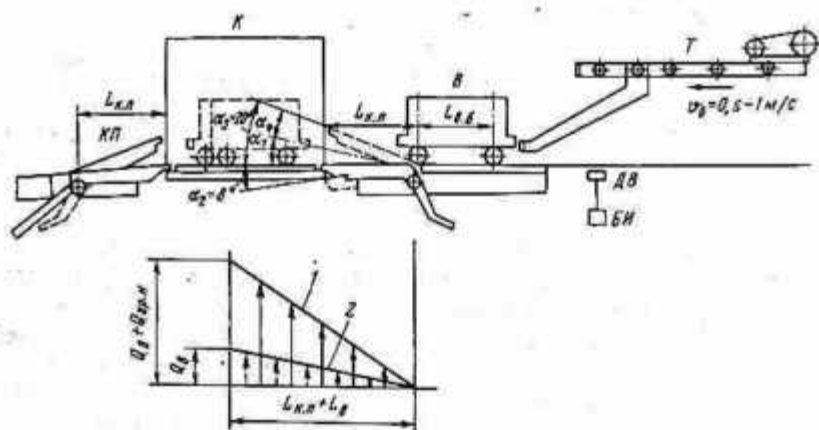


Рис. 4.13. Графики нагрузки на клеть при вкатывании регулируемым толкателем вагонетки с грузом (1) и без него (2):

К — клеть; В — вагонетка; Т — толкатель регулируемый; КП — качающаяся площадка; ДВ — датчик веса вагонетки; БИ — блок измерения. Угол α соответствует исходному положению качающейся площадки; $\alpha_1 - \alpha_2$ — возможному начальному, нормальному рабочему положению; $\alpha_1 + \alpha_2$ — допустимому предельному рабочему положению

Промышленные исследования показывают, что при вкатывании-выкатывании вагонетки с использованием качающихся площадок и регулируемого толкателя поддерживается линейный закон изменения нагрузки с высокой точностью (рис. 4.13). Изменение нагрузки на клеть при входе-выходе людей происходит ступенчато при непрерывном

приложении частей общего веса. Ввиду малой величины прираще- ния веса нарастание нагрузки приближается к линейному закону. Таким образом, в большинстве случаев загрузка сосудов осуществ- ляется с определенным темпом, т. е. возмущающее воздействие изменяется в функции времени. Слишком высокий темп, как было показано ранее, недопустим. Наоборот, чрезмерно большое время загрузки хотя и гарантирует почти полное отсутствие колебаний, но вместе с тем снижает производительность установки. В связи с этим необходимо провести оценку оптимального времени загрузки при разных значениях высот подъема.

Определение оптимального времени загрузки подъемного сосуда на весу. Для исследования оптимального времени загрузки исследовалось движение подъемного сосуда при загрузке в упрощенной, чисто механической схеме подь- емной установки (рис. 4.14) без системы регу- лирования, т. е. постановка задачи такова, что загрузка производится при зафиксирован- ной на тормозе подъемной машине. Полезный груз поступает в сосуд равномерно, по линей- ному закону. Полная загрузка сосуда осуществ- ляется в течение времени t_0 . Закон изменения массы конечного груза можно записать следую- щим образом:

$$m(t) = \begin{cases} m_c + m_n \frac{t}{t_0} & \text{при } t \leq t_0; \\ m_c + m_n & \text{при } t > t_0, \end{cases} \quad (4.79)$$

где m_c — масса пустого сосуда; m_n — максимальный полезный груз.

В относительных единицах процесс загрузки в данной механи- ческой схеме описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 h_k(\tau)}{d\tau^2} &= 2 [h_3(\tau) - 2h_k(\tau)] \quad \text{при } \tau \leq \tau_0; \\ \left[(\beta - 1) + \frac{\tau}{\tau_0} \right] \frac{d^2 h_3(\tau)}{d\tau^2} &= \frac{\tau}{\tau_0} q^* - 2\beta \frac{\mu_k}{\mu_3} [h_3(\tau) - h_k(\tau)], \end{aligned} \right\} \quad (4.80)$$

где $\beta = \frac{m_c + m_n}{m_n}$; q^* — ускорение свободного падения в относитель- ных единицах; μ_k, μ_3 — массы соответствующих тел в относитель- ных единицах; h_k, h_3 — смещения соответствующих масс; τ — время в относительных единицах.

Начальные условия решения уравнений нулевые

$$x_k(0) = 0; \quad x_3(0) = 0; \quad \frac{dx_k(0)}{d\tau} = 0; \quad \frac{dx_3(0)}{d\tau} = 0.$$

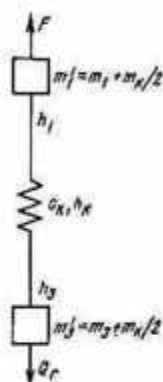


Рис. 4.14. Схемы подъема в двух-массовом пред- ставлении

Решив эту систему при нулевых начальных условиях, получим смещения тел и их скорости в момент времени $\tau \leq \tau_0$:

$$h_K(\tau), \quad h_3(\tau), \quad \frac{dh_K(\tau)}{d\tau}, \quad \frac{dh_3(\tau)}{d\tau}.$$

В момент окончания загрузки смещения тел и скорости будут:

$$h_K(\tau_0), \quad h_3(\tau_0), \quad \left. \frac{dh_K(\tau)}{d\tau} \right|_{\tau=\tau_0}, \quad \left. \frac{dh_3(\tau)}{d\tau} \right|_{\tau=\tau_0}. \quad (4.81)$$

Статическое положение полностью загруженного сосуда определяется из условия равенства веса максимального концевого груза и силы натяжения упругой связи. Так как в момент окончания за-

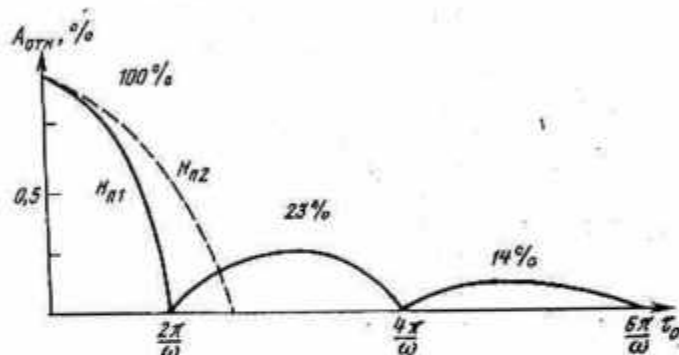


Рис. 4.15. Графики изменения амплитуды колебаний сосуда в процессе загрузки в относительных единицах

грузки сосуд в общем случае находится в положении, отличном от статического и обладает к тому же некоторой скоростью, то при отсутствии трения в системе он будет совершать после окончания загрузки незатухающие колебания около статического положения.

Система дифференциальных уравнений, описывающая движение после прекращения загрузки, имеет вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 h_K(\tau)}{d\tau^2} &= 2 [h_3(\tau) - 2h_K(\tau)] \quad \text{при } \tau \geq \tau_0; \\ \frac{d^2 h_3(\tau)}{d\tau^2} &= \frac{q^*}{\beta} - 2 \frac{\mu_K}{\mu_3} [h_3(\tau) - h_K(\tau)]. \end{aligned} \right\} \quad (4.82)$$

Начальным моментом времени для системы уравнений (4.82) является момент окончания загрузки τ_0 . Начальная конфигурация и начальные скорости задаются смещениями тел и скоростями, которые они имели в момент окончания загрузки, т. е. по (4.81).

Последние находятся на основании решения системы (4.80). В решении системы (4.82) нас интересует лишь $h_3(\tau)$; при $\tau \geq \tau_0$ $h_3(\tau)$ представляет собой почти периодическую функцию (наложение двух синусоидальных колебаний с разными частотами, ам-

плитудами и фазами). Амплитуда смещения $h_3(\tau)$ при $\tau \geq \tau_0$ полностью определяется смещением и скоростями тел в момент окончания загрузки τ_0 . Последние же при заданной глубине подъема зависят от интенсивности загрузки, т. е. от времени τ_0 .

Не останавливаясь подробно на решениях систем 4.80 и 4.82, укажем лишь, что зависимость амплитуды колебаний сосуда после окончания загрузки определена как функция времени загрузки τ_0 при различных глубинах. Амплитуда колебаний выражена в процентах от статического уровня, а время загрузки — в относительных единицах (рис. 4.15). Такая кривая имеет бесчисленное множество корней и локальных максимумов, убывающих по величине в порядке возрастания времени загрузки τ_0 .

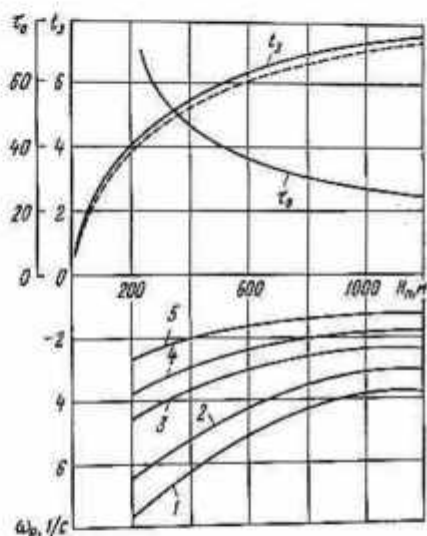


Рис. 4.16. Зависимости изменения времени загрузки и частоты колебаний сосуда для разных исполнений подъемных установок:

1, 2 — многокалатные грузовые односклоповые, одноклетевые; 3, 4 — однокалатные грузовые двухсосудные, двухклетевые; 5 — грузовые с БЦКВ

Величины первых четырех максимумов составляют соответственно 100, 23, 14 и 10 процентов от статического уровня. Статический уровень зависит лишь от глубины подъема. При увеличении глубины подъема весь график сжимается по оси абсцисс и, наоборот, растягивается при уменьшении глубины, если время выражено в относительных единицах.

Время загрузки, соответствующее максимуму 10 %, мы считаем оптимальным временем загрузки. Действительно, при $\tau_0 \geq \tau_{opt}$ невозможны колебания с амплитудой более 10 %.

Зависимости оптимального времени загрузки и частоты колебаний в относительных абсолютных единицах проведены на рис. 4.16. Зависимость амплитуды колебаний от времени загрузки может быть получена не только численным методом, но и выражена аналитически. Для этого необходимо решить уравнения первого этапа

процесса загрузки, которое имеет вид:

$$\left[\beta \frac{\left(\mu_3 + \frac{\mu_K}{2} \right)}{\mu_3} - 1 + \frac{\tau}{\tau_0} \right] \frac{d^2 h}{d\tau^2} + \beta \frac{\mu_K}{\mu_3} h(\tau) = q^* \frac{\tau}{\tau_0} \quad (4.83)$$

при $\tau \leq \tau_0$.

Введем следующие обозначения:

$$A = \frac{1}{\tau_0}; \quad B = \beta \frac{\mu_3 + \frac{\mu_K}{2}}{\mu_3} - 1; \quad \alpha = \beta \frac{\mu_K}{\mu_3}; \quad C = \frac{q^*}{\tau_0}.$$

Тогда уравнение (4.83) примет вид

$$(A\tau + B) \frac{d^2 h}{d\tau^2} + \alpha h(\tau) = C\tau. \quad (4.84)$$

Разделив последнее уравнение на C и приняв новые обозначения

$$a = \frac{A}{\alpha}; \quad b = \frac{B}{\beta}; \quad \gamma = \frac{C}{\alpha},$$

запишем уравнение

$$(a\tau + b) \ddot{x} + x = \gamma\tau, \quad (4.85)$$

которое является неоднородным с переменным коэффициентом при старшей производной. Соответствующее однородное уравнение

$$(a\tau + b) \ddot{x} + x = 0. \quad (4.86)$$

Его решение есть линейная комбинация двух линейно-независимых решений:

$$\overset{\circ}{x} = C_1 x_1 + C_2 x_2. \quad (4.87)$$

Полное решение неоднородного уравнения складывается из суммы общего и частного решений:

$$\dot{x}(\tau) = \overset{\circ}{x}(\tau) + \bar{x}(\tau). \quad (4.88)$$

Несложно показать, что два частных решения однородного уравнения (4.86) выражаются через функции Бесселя первого и второго порядков. Тогда

$$x_1(\tau) = a \sqrt{(a\tau + b)} I_1 \left\{ \frac{2 \sqrt{(a\tau + b)}}{a} \right\}; \quad (4.89)$$

$$x_2(\tau) = a \sqrt{(a\tau + b)} Y_1 \left\{ \frac{2 \sqrt{(a\tau + b)}}{a} \right\}. \quad (4.90)$$

Частное решение неоднородного уравнения

$$\bar{x}(\tau) = \gamma\tau. \quad (4.91)$$

На основании (4.89—4.90) полное решение исходного дифференциального уравнения:

$$x(\tau) = a \sqrt{a\tau + b} \left[C_1 I_1 \left\{ \frac{2\sqrt{a\tau + b}}{a} \right\} + C_2 Y_1 \left\{ \frac{2\sqrt{a\tau + b}}{a} \right\} \right] + \gamma \tau. \quad (4.92)$$

Из начальных условий определим значения коэффициентов C_1 и C_2 :

$$C_1 = \frac{\gamma}{a} \frac{Y_1 \left\{ 2 \frac{\sqrt{b}}{a} \right\}}{\left[I_1 \left\{ 2 \frac{\sqrt{b}}{a} \right\} Y_0 \left\{ 2 \frac{\sqrt{b}}{a} \right\} - I_0 \left\{ 2 \frac{\sqrt{b}}{a} \right\} Y_1 \left\{ 2 \frac{\sqrt{b}}{a} \right\} \right]}; \quad (4.93)$$

$$C_2 = -\frac{\gamma}{a} \frac{I_1 \left\{ 2 \frac{\sqrt{b}}{a} \right\}}{\left[I_1 \left\{ 2 \frac{\sqrt{b}}{a} \right\} Y_0 \left\{ 2 \frac{\sqrt{b}}{a} \right\} - I_0 \left\{ 2 \frac{\sqrt{b}}{a} \right\} Y_1 \left\{ 2 \frac{\sqrt{b}}{a} \right\} \right]}. \quad (4.94)$$

где

$$a = \frac{\mu_3}{\beta \mu_k \tau_0}; \quad b = \frac{\mu_3 + \frac{\mu_k}{2}}{\mu_k} - \frac{\mu_3}{\beta \mu_k} = \frac{\beta - 1}{\beta} \frac{\mu_3}{\mu_k} + 0,5;$$

$$\gamma = \frac{1}{\tau_0} \frac{q^*}{\beta} \frac{\mu_3}{\mu_k}.$$

После несложных преобразований получаем следующую аналитическую зависимость амплитуды от времени загрузки:

$$A(\tau_0) = \frac{1}{\omega \tau_0} \frac{\sqrt{\{Y_1(k\tau_0) I_1(l\tau_0) - I_1(k\tau_0) Y_1(l\tau_0)\}^2 + \{Y_1(k\tau_0) [I_0(l\tau_0) - I_0(k\tau_0)] + I_2(k\tau_0) [Y_0(k\tau_0) - Y_0(l\tau_0)]\}^2}}{I_1(k\tau_0) Y_0(k\tau_0) - I_1(k\tau_0) Y_1(k\tau_0)} \cdot 100\%, \quad (4.95)$$

где

$$\omega = \sqrt{\left(\frac{\mu_k}{\mu_3 + \frac{\mu_k}{2}} \right)}; \quad k = 2\beta \frac{\mu_k}{\mu_3} \sqrt{\left(\frac{\beta - 1}{\beta} \frac{\mu_3}{\mu_k} + 0,5 \right)};$$

$$l = 2\beta \frac{\mu_k}{\mu_3} \sqrt{\left(\frac{\mu_3}{\mu_k} + 0,5 \right)};$$

I_0, I_1, Y_0, Y_1 — соответствующие функции Бесселя.

По полученной аналитической зависимости были рассчитаны графики $\tau_0 = f(H_n)$, приведенные на рис. 4.16, которые совпадают с расчетом численным методом.

4.7. Сравнение оптимального времени загрузки со временем загрузки по существующим нормам

В существующей практике время загрузки-разгрузки подъемных сосудов ограничивается в связи с нормированием пауз между подъемами.

На подъемных установках разных отраслей горнодобывающей промышленности установлены нормы на паузы в зависимости от емкости скипов. Для клетевых подъемных установок величины пауз между подъемами устанавливаются либо в зависимости от числа перевозимых людей, либо в зависимости от числа и объема загружаемых в клеть вагонеток.

Паузы при загрузке скипов

На подъемных установках железорудных шахт

Объем скипов $V, \text{ м}^3$	3	3—5	6—8	8—10	20	25—30	50
Нормативная пауза $\theta, \text{ с}$	7	8	12	15	18	—	—
Пределы изменения действительного значения паузы	4—6	5—8	6—10	6—12	14	—	—

На подъемных установках шахт по добыче руд цветных металлов

Объем скипов $V, \text{ м}^3$	2—3	7—8	9—11	15—17
Грузоподъемность $Q_r, \text{ т}$	3,3—5	14—16	18—22	25—28
Нормативная пауза $\theta, \text{ с}$	7	11	12	15

На подъемных установках шахт по добыче калийных солей

Грузоподъемность $Q_r, \text{ т}$	7—8	11—12	19—22	25—27
Нормативная пауза $\theta, \text{ с}$	10	14	17	19

На подъемных установках угольных шахт

Грузоподъемность $Q_r, \text{ т}$	5	10	15	20	30
Нормативная пауза $\theta, \text{ с}$	7	12	15	17	19

Действительные значения пауз могут сокращаться вследствие того, что разгрузка скипов начинается еще при их движении на сниженной скорости дотягивания, а также вследствие того, что время загрузки скипов имеет разброс из-за разной квалификации дозаторщиков. Продолжительность фактической стоянки — паузы между подъемами часто оказывается меньше указанных величин.

Нормы на паузы между подъемами фактически определяют (нормируют) темп загрузки подъемных сосудов. По нормам Минуглепрома для угольных шахт, по нормам Минуглепрома для калийных рудников устанавливается темп загрузки $\Delta Q_r / \Delta t = 7,5 \text{ кН/с}$ при $Q_r \leq 50 \text{ кН}$, $\Delta Q_r / \Delta t = 1 \text{ т/с}$ при $Q_r \leq 150 \text{ кН}$ и $\Delta Q_r / \Delta t = 15 \text{ кН/с}$ при $Q_r = 250 \text{ кН}$. Нормы Минуглепрома для рудников цветной металлургии устанавливают более сложную нелинейную зависимость паузы

между подъемами и темпа загрузки скипа от его объема и плотности ископаемого q или от грузоподъемности:

$$\theta \approx \sqrt{14V} \approx \sqrt{(7 \div 10)Q_r}; \quad (4.96)$$

$$\frac{\Delta Q_r}{\Delta t} = q \sqrt{\frac{V}{14}} \quad (4.97)$$

при $q = 1,5-2 \text{ т/м}^3$.

Практически такая же зависимость (4.97) имеет место для скиповых подъемных установок железорудных шахт и по добыче тяжелой руды.

Величины пауз θ и темпа приложения груза к скипу $\Delta Q_r/\Delta t$ при одинаковой грузоподъемности различаются в зависимости от исполнения скипа по роду загружаемого ископаемого. При $Q_r = 250 \text{ кН}$ для угольных шахт пауза между подъемом составляет 25 с и $\Delta Q_r/\Delta t < 10 \text{ кН/с}$, для рудных шахт соответственно равна 14—16 с и $\Delta Q_r/\Delta t < 15-17 \text{ кН/с}$.

Паузы при загрузке-разгрузке клетки вагонетками

На подъемных установках железорудных шахт и шахт по добыче руд цветных металлов

Объем вагонетки $V, \text{ м}^3$	1,0	1,2—1,7	4—4,5
Нормативные паузы $\theta, \text{ с}$:			
при одном этаже и одной вагонетке на этаж	20	25	30
при двух этажах и одной вагонетке на этаж	20	25	30

На подъемных установках угольных шахт

Объем вагонетки $V, \text{ м}^3$	1,0	1,2—2,5	4,0
Нормативные паузы $\theta, \text{ с}$	16	18	20
Длина вагонетки $L_{к.п}, \text{ м}$	2	2—3	3

Паузы при перевозке людей в одноэтажных клетях или двухэтажных клетях с двухъярусной разгрузочной площадкой в зависимости от числа людей $N_{л}$ на этаже клетки составляют

$$\theta_{л.1 \text{ эт}} = 10 + N_{л}; \quad \theta_{л.2 \text{ эт}} = 25 + N_{л}$$

Темп изменения груза при входе-выходе людей из клетки при перевозках рабочих смен составляет $\Delta Q_{\text{люд}}/\Delta t \leq 0,1 \text{ т/с}$.

При погрузке вагонеток в клетку посредством качающихся площадок темп изменения груза при выкатывании из клетки и вкатывании в клетку вагонетки определяется не величиной паузы, а длиной качающейся площадки $L_{к.п}$ и скоростью продвижения вагонеток толкателем v_b :

$$\frac{\Delta Q_r}{\Delta t} = \frac{\Delta Q_r v_b}{L_{к.п}}$$

Для клетцевого подъема Урупского рудника при $L_{к.п} = 3-5 \text{ м}$, $v_b = 0,6 \text{ м/с}$ и $\Delta Q_r = (Q_b + Q_r) = 50 \text{ кН}$:

$$\frac{\Delta Q_r v_b}{L_{к.п}} \approx 5 \div 1 \text{ кН/с.}$$

Принятые нормы на паузы между подъемами не увязываются с H_n и при $Q_r = \text{const}$ сохраняется $\Delta Q_r / \Delta t = \text{const}$ как для $H_n = 300$ м, так и для $H_n = 1500$ м, в результате чего амплитуда колебаний подъемного сосуда при $H_n = 1500$ оказывается значительно больше, чем при $H_n = 300$ м. Возникающие при загрузке на большой глубине низкочастотные колебания переносятся во время движения на всю систему и не могут быть погашены САУ. На клетевых подъемных установках глубоких шахт при малом расстоянии между глубокими горизонтами эти колебания могут сохраняться на время загрузки при переходе с одного горизонта на другой.

Это обстоятельство неоправданно накладывает на разные исполнения подъемных установок и разные предварительные условия на построение систем автоматического управления.

Для грузовых подъемных машин нормы на паузы между подъемами следует устанавливать с учетом грузоподъемности подъемных сосудов, а также глубины подъема.

Осуществление загрузки скипов за оптимальное время позволяет сократить паузы между подъемами по сравнению с нормированными. При определении оптимальных пауз $\theta_{\text{опт}}$ следует оптимальное время загрузки увеличить на неравномерность подачи ископаемого: при использовании устройств подачи типа регулируемого конвейера коэффициент неравномерности следует принять $k_{\text{нер}} = 1,3$, при шелевом регулировании подачи $k_{\text{нер}} = 1,6$. При определении $\theta_{\text{опт}}$ следует к величине времени загрузки добавить время управления от прибытия скипа под загрузку до начала действия загрузочного устройства $t_{\text{упр}} = 2 \div 3$ с.

Время пауз для грузовых подъемов следует принять

$$\theta_{\text{ск. опт}} = 1,6\theta_{\text{опт}} + t_{\text{упр}} = 1,6\theta_{\text{опт}} + 3. \quad (4.98)$$

Сравнение величин времени предлагаемых пауз между подъемами и пауз по существующим нормам приведено на рис. 4.17.

При прочих равных условиях экономия на времени пауз возрастает при уменьшении H_n и увеличении Q_r . Наибольшее сокращение паузы может составлять 50—70 % времени нормированной паузы, меньшие значения относятся к скиповым установкам рудных шахт, большие — к угольным.

Паузы между подъемами для загрузки-разгрузки подъемных сосудов оказывают влияние на производительность подъемных установок.

Влияние сокращения пауз на производительность выражается в процентах:

$$\Delta A_n = \pm \frac{\Delta \theta}{T_{\text{ср}}},$$

где $\Delta \theta$ — среднее отклонение от $\theta_{\text{ср}}$ (например, для скипов объема 6—10 м³ $\theta_{\text{ср}} = 8$ с и $\Delta \theta = 4$ с).

Среднее время цикла движения

$$T_{\text{ср}} = T_{\text{дв}} + \theta_{\text{ср}} = k \sqrt{H_n} + \theta_{\text{ср}}.$$

При $H_p = 800-1600$ м, $T_{cp} = 90 \div 150$ с, $\theta = 8-12$ с и $\Delta\theta = \pm 4$ с $\Delta A_n = \pm (2,6-4,4)$ %.

Принятый в настоящее время темп загрузки вагонеток в клетки составляет $\Delta Q_r/\Delta t = 5-10$ кН/с. Например, для вагонетки ВГ2,2 с $Q_n + Q_r = 5$ т, $v_n = 0,6$ м/с темп изменения нагрузки составляет $(\Delta Q_r/\Delta t) = 8,3$ кН/с.

В соответствии с рис. 4.17 до $H_p \leq 600$ м может быть допущен темп $\Delta Q_r/\Delta t \geq 1$ т/с и обеспечено сокращение времени загрузки клетки вагонеткой увеличением скорости сокращения толкателя на 2-4 с.

Технические направления реализации САУ—П с оптимальным временем загрузки. Предлагается новое решение проблемы загрузки подъемных сосудов на большой глубине без применения жестких

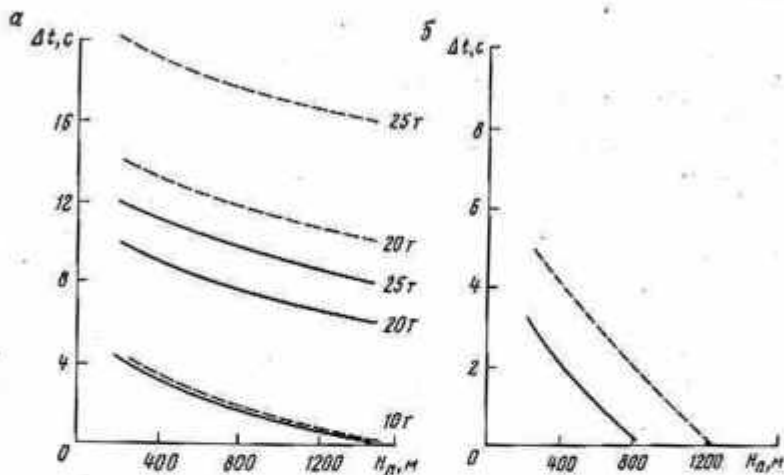


Рис 4.17. Графики сокращения оптимального времени загрузки скипов (а), клеток (б) от высоты подъема по сравнению с нормированным временем загрузки

посадочных устройств, заключающееся в том, что сокращение длительности загрузки и устранение колебаний сосуда при любой длине каната может быть достигнуто одновременным и согласованным управлением положения подъемного сосуда на заданном уровне посредством электропривода и темпа поступления груза в подъемный сосуд. Для обеспечения оптимального времени загрузки необходимо применение дополнительных электромеханических устройств, обеспечивающих регулирование темпа подачи груза в сосуд в зависимости от высоты подъема и величины подготовленного груза.

Для обеспечения $(\Delta Q_r/\Delta t)_{opt}$ регулированием подачи груза величина его должна быть измерена перед подачей.

Решение задачи регулирования подачи груза в скипы может быть выполнено либо посредством регулирования открытия щели затвора дозатора, либо посредством использования конвейера-

дозатора с регулируемым приводом (рис. 4.18). В последнем случае обеспечивается малая скорость для приема ископаемого из бункера и заполнения конвейера и большая — для загрузки ископаемого с конвейера-дозатора в скип. Такая технология загрузки предполагает применение комплекса механизмов обработки ископаемого на пути доставки его к подъему, в том числе для обеспечения объемной однородности ископаемого, подаваемого на конвейер-дозатор.

В системе управления скоростью подачи груза при $H_n = \text{const}$ входной сигнал должен поступать от датчика измерения веса ископаемого, подготовленного для погрузки в скип. Может быть использован магнитоупругий датчик КДС с пределами измерения 12—50 даН/с и точностью измерения 10 %.

Решение задачи регулирования подачи вагонеток с грузом в клеть может быть выполнено на основе применения толкателя с регулируемым электроприводом совместно с качающимися площадками (см. рис. 4.13). В системе управления скоростью толкателя основные входные сигналы должны поступать от датчика измерения веса груза в вагонетке на рельсах перед клетью, датчика измерения груза в клетке, движущейся к горизонту разгрузки, а также от

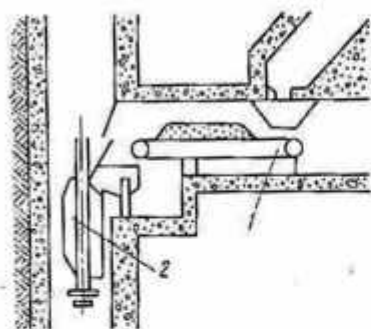


Рис. 4.18. Устройство загрузки скипа посредством конвейера-дозатора с регулируемым приводом;

1 — конвейер; 2 — скип

аппарата выбора горизонта назначения. По мере увеличения H_n при $Q_T \text{ max} = \text{const}$ должны уменьшаться v_b и $\Delta Q_T / \Delta t$, а при $H_n = \text{const}$ и уменьшении Q_T следует увеличивать v_b и $\Delta Q_T / \Delta t$.

Для обмена вагонеток в клетке могут быть использованы канатные толкатели нижнего действия КТН-1 — КТН-3 и верхнего действия КТВ-1 — КТВ-3.

Толкатель канатный нижнего действия КТН-1 применяют для вталкивания вагонеток в клеть. Толкатель может быть использован и для выталкивания вагонеток из клетки без обмена, что обеспечивается возможностью захода хобота в клеть. Длина хобота 3,5—8 м, заход хобота в клеть 1,1—0,6 м. Мощность приводного двигателя АР-6Э-16 1,4 кВт, частота вращения — 375 об/мин. Редуктор с передачей $i_p = 30,62$. Линейная скорость движения хобота толкания $v_{\text{тол}} = 0,7—0,8$ м/с. Наибольшая масса толкаемого вагона — 8 т.

Толкатель канатный верхнего действия КТВ-1 — КТВ-3 имеет те же параметры, что и толкатель КТН-1.

В толкателях должны быть приняты новые двигатели с большей частотой вращения. Такого типа толкатели с регулируемым электроприводом могут быть использованы для обмена вагонеток в клетке посредством их вталкивания-выталкивания, а также для вталки-

вания или выталкивания одной вагонетки без обмена, что обеспечивается возможностью захода хобота толкателя в клеть. При этом необходимо иметь в виду, что с точки зрения регулирования положения клетки наиболее сложным случаем является вталкивание-выталкивание управляемым толкателем одной вагонетки без обмена. Обмен вагонеток соответствует вкатыванию вагонетки с меньшим грузом без обмена.

Используемые толкатели обеспечивают скорость вагонетки $v_n = 0,6 \div 0,7$ м/с. Двигатель регулируемого привода выбирается для обеспечения $v_{n \max} = 0,8 \div 0,9$ м/с. Для управления приводом могут быть приняты тиристорные станции ТСУ-Р, обеспечивающие регулирование скорости 10:1 с использованием принципа фазового управления тиристорами.

Измерение $Q_a + Q_r$ на приемных площадках может быть осуществлено датчиком измерения груза на основе измерения упругой деформации капата. Для измерения груза в вагонетке на рельсах (до 10 т с точностью 5 %) может быть использован датчик магнитоупругих усилий ДМУ-1.

На клетевых подъемных установках реализация оптимального процесса загрузки-разгрузки может быть представлена в виде системы перемещения и выборе оптимального положения по вертикали центра тяжести качающейся площадки в зависимости от вариаций грузов в вагонетке, подлежащей разгрузке, и грузов в вагонетке, подлежащей загрузке в клеть, с тем, чтобы такой выбор давал бы минимальное отклонение качающейся площадки от фиксированного уровня остановки клетки относительно горизонта. Можно применять платформу с изменяющимся по высоте положением.

Такая система должна включать в себя следующие новые устройства:

- электромеханическое силовое для изменения положения по вертикали центра тяжести качающейся площадки;
- измерения груза в вагонетке, загружаемой в клеть;
- измерения груза в вагонетке, выгружаемой из перемещаемой клетки;

переработки информации о знаке и величине груза в перемещаемой к горизонту клетки, наличии вагонетки на рельсах горизонта для загрузки в клеть и весе груза в вагонетке для определения направления и величины перемещения силового устройства.

Такая система при отсутствии вагонетки на горизонте и остановке на его уровне тяжелогруженной клетки обеспечивает предварительное поднятие центра тяжести качающейся площадки над уровнем горизонта с тем, чтобы после выгрузки вагонетки клеть переместилась выше центра тяжести на величину, равную половине величины упругой деформации от веса груженой вагонетки.

Диаграмма движения. Для упрощенного представления диаграмм движения элементов подъема при регулировании положения сосуда с оптимальным временем загрузки можно пренебречь вы-

нужденными колебаниями сосуда ($A = 10\%$), а процесс в канате рассматривать как результат статического приложения усилий с обоих концов каната $(F - Q_c)/\Delta t$ (волна деформации за время загрузки успевает много раз «пробежать» по канату). При этом $h_{\text{дин}} \rightarrow 0$ и условие ограничения удлинения [каната] $\Delta h_{\text{ст}} \leq h_{\text{доп}}$. Путь разгона и замедления $h_p = h_z = k\Delta h_c$. Диаграмма скорости верхнего конца каната определяется величинами статического удлинения каната, оптимального времени загрузки, а также ограничением по ПБ ускорения машины ($j_{\text{доп}} = j_{p.z} = 0,75 \text{ м/с}^2$); максимальная скорость при отработке Δh_k приблизительно равна

$$v_n \approx \frac{t_{\text{опт}} j_{\text{доп}}}{2} - \sqrt{\frac{t_{\text{опт}}^2}{4} j_{\text{доп}}^2 - \Delta h_c j_{\text{доп}}} \quad (4.99)$$

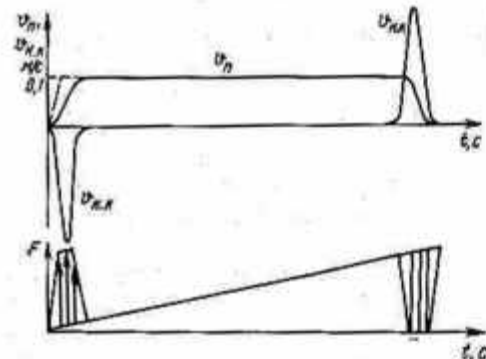


Рис. 4.19. Упрощенные диаграммы движения верхнего (v_n) и нижнего ($v_{n.k}$) концов канатов и диаграмма усилий F

При $H_n = 1500 \text{ м}$, $\Delta h_{k.c} = 1,2 \text{ м}$, $Q_c = 250 \text{ кН}$, $t_{\text{опт}} = 10 \text{ с}$ $v_n = 0,13 \text{ м/с}$.
Ошибка регулирования
приблизительно определяется по времени процесса $t_{p.z} = 0,77 \text{ с}$

$$\Delta h_{k. \text{дин}} \approx \frac{\Delta h t_{p.z}}{t_{\text{опт}}} = 0,09 \text{ м}. \quad (4.100)$$

Время отработки ошибки по движению верхнего конца $t_n = t_{p.z}/2$. Ускорение нижнего конца каната и наибольшая его скорость соответственно равны

$$j_{n.k} \approx \Delta h_{k. \text{дин}} / t_{p.z}^2; \quad v_{n.k} \approx \sqrt{2 j_{n.k} \Delta h_{k. \text{дин}}}. \quad (4.101)$$

$t_{p.z} = 0,385 \text{ с}$; $j_{n.k} = 0,6 \text{ м/с}^2 \leq j_{\text{доп}}$; $v_{n.k} = 0,33 \text{ м/с} < v_{\text{доп}}$.

Диаграммы движения верхнего и нижнего концов каната приведены на рис. 4.19. При приложении нагрузки по линейному закону сосуд опускается ниже уровня на величину ошибки, определяемой динамическими свойствами привода. В дальнейшем ошибка сохраняется, сосуд поддерживается на прежнем уровне, а удлинение каната выбирается посредством электропривода и САУ—П.

Мощность двигателя. Увеличение эффективной мощности подъемного двигателя при работе САУ—П и линейном изменении нагрузки

от Q_i до Q_n оценивается в отношении к величине $P_{эф}$ для САУ—С:

$$P_{дв}^* = \frac{P_{дв \text{ САУ—П}}}{P_{дв \text{ САУ—С}}} = \sqrt{\frac{\Sigma F_{нi}^2 \theta}{(\Sigma F_{нi}^2)_{\text{САУ—С}}} + 1} = \sqrt{1 + \frac{0,5\theta}{T_{н} - \theta}} \quad (4.102)$$

Таким образом, увеличение $P_{эф}$ двигателя при работе САУ—П и линейном изменении Q_r определяется соотношением $T_{н}$ и θ . Например, при $T = 80$ с, $\theta = 10$ с, $P_{дв} = 1,03 P_{ф}$ увеличение мощности двигателя составит 3%. При других возможных $T_{н}/\theta$ увеличение $P_{эф}$ может составлять 2—5%.

Выводы

При больших глубинах подъема упругая деформация каната настолько значительна, что нормальная загрузка-разгрузка подъемных сосудов оказывается невозможной даже при применении механических компенсирующих устройств. Поэтому предпочтительным является применение регулирования положения подъемного сосуда на уровне в процессе загрузки посредством электропривода, создающего электромагнитный момент для удержания груза на весу.

В регулировании положения подъемных сосудов следует различать по характеру и качеству два режима: 1) выравнивание сосуда с $Q_r = \text{const}$ при его подходе к заданному уровню, соответствующее процессу при задании скачком управляющего сигнала; 2) поддержание сосуда на уровне при изменении Q_r , соответствующее процессу при возмущении по нагрузке скачком (или по времени) и возникновении при этом упругого удлинения каната.

В систему регулирования положения на случай нарушения нормального протекания процесса регулирования вводится защита, обеспечивающая наложение аварийного тормоза, если подъемный сосуд вышел из зоны регулирования положения. Это создает гарантию на осуществление нормальной загрузки подъемных сосудов.

При расчете САУ—П упругая деформация каната Δh_k должна определяться с учетом используемой конструкции каната и объемного веса металла в канате, так как неучет этого дает ошибку в определении Δh_k до 20—30%.

При осуществлении САУ—П следует ориентироваться на принцип трехграннопрядных и закрытых канатов, которые обладают большим модулем упругости и меньшим значением упругой деформации.

Условия работы САУ—П усложняются на угольных подъемных установках по сравнению с рудными, на скиповых по сравнению

с клетевыми, на установках с одноэтажными клетями по сравнению с многоэтажными в связи с изменением соотношения веса подъемных сосудов и груза, запаса прочности каната, увеличения упругой деформации каната.

Вид скоростного графика обработки перемещения сосуда с помощью САУ—П может быть треугольный или трапецеидальный в зависимости от величины Δh_k и от того, накладываются или отсутствуют ограничения на параметры движения и на параметры двигателя. При отсутствии ограничений график движения — треугольный, при ограничении $v_{п.м} = v_{дот} = 0,5$ м/с — трапецеидальный.

При неизменной настройке САУ—П только при одном изменении груза возможна обработка путевого рассогласования по оптимальному путевому графику. Статическая САУ—П с параметрами, выбранными на одни величины груза и путевого рассогласования при изменении груза, обеспечивает подход сосуда к заданному уровню либо с дотягиванием, либо с перегулированием.

Система управления положением при выборе двигателя по $P_{эф}$ не способна осуществить регулирование положения клетки без дополнительных посадочных устройств и качающихся площадок при $H_n > 200$ м, если движение машины определяется $j_{пв} \leq 0,75$ м/с² и $\rho \leq 5$ м/с³ и если перегрузочная способность двигателя ограничивается величиной $\lambda = 2$.

На верхней приемной площадке оказывается возможным осуществить регулирование положения клетки при ее загрузке вагонеткой на весу вследствие малых величин отвеса каната и его упругой деформации.

5.1. Математическое описание процессов
в приводе подъема с учетом упругих свойств каната

В 2.6 установлено, что канат, как элемент с распределенной по его длине массой, можно заменить элементом с сосредоточенной массой, соединенным с двумя другими сосредоточенными массами (сосуда и подъемной машины) через идеальные гибкие связи с эквивалентной жесткостью. Тогда динамика процессов, протекающих в электромеханической системе, может быть описана следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}
 m_1 \frac{d^2 h_1}{dt^2} &= F_{дн} - 2C_k (h_1 - h_2) - 2C_k (v_1 - v_2) \alpha_k; \\
 m_2 \frac{d^2 h_2}{dt^2} &= 2C_k (h_1 + h_3 - 2h_2) + 2C_k \alpha_c (v_1 + v_3 - 2v_2); \\
 m_3 \frac{d^2 h_3}{dt^2} &= 2C_k (h_2 - h_3) - Q_r(t) - \alpha_c v_3 - 2C_k \alpha_c (v_2 - v_3); \\
 T_n \frac{dF_{дв}}{dt} + F_{дв} &= \frac{k'_m}{R_n} (E_r - k_v v); \\
 T_r \frac{dE_r}{dt} + E_r &= k_r U_n; \\
 T_\mu \frac{dU_n}{dt} + U_n &= k_n U_{вх}; \\
 F_{дв} &= I_n k'_m; \quad k'_m = \frac{C_k \Phi}{R_{бвп}}; \\
 k_v &= \frac{C_c \Phi}{R_{бвп}}.
 \end{aligned} \tag{5.1}$$

где α_k — коэффициент вязкого сопротивления каната, обусловленный внутренним трением; α_c — коэффициент вязкого сопротивления, обусловленный трением сосуда о направляющие.

Коэффициенты α_k и α_c определяются по [29]:

$$\alpha_k = \alpha_c = \frac{\Delta}{\pi} \sqrt{C_k m_k} \tag{5.2}$$

где $\Delta = 0,2$ — логарифмический декремент затухания. В соответствии с [29]

$$\alpha_k \approx 0,0056; \quad \alpha_c = 0,15 Q_r / v_m$$

Передаточные функции регуляторов системы подчиненного регулирования положением определяют на основании описания объекта

управления (5.1) в соответствии с методикой, изложенной в [33].
 Передаточные функции:
 регулятора напряжения

$$W_{p.n}(p) = \frac{\rho T_r + 1}{\rho a_n k_n k_r k_v T_\mu}; \quad (5.3)$$

регулятора тока якорной цепи

$$W_{p.t}(p) = \frac{k_n R_n (T_n p + 1)}{\rho a_n a_r k_r T_\mu}; \quad (5.4)$$

пропорционального регулятора скорости без учета упругости канатов (см. 2.7)

$$W_{p.c.1}(p) = \frac{m_\Sigma k_r}{a_n a_r a_c T_\mu k_v k_n}; \quad (5.5)$$

интегрального регулятора скорости

$$W_{p.c.2}(p) = \frac{1}{a_n a_r a_c b_c T_\mu p}; \quad (5.6)$$

датчика положения с линейной характеристикой

$$W_d(p) = k_d. \quad (5.7)$$

Описание процессов в приводе целесообразно привести в относительных единицах, чтобы исключить существующее многообразие подъемных установок, характеризующихся большим числом конструктивных параметров. Описание системы регулирования положения дифференциальными уравнениями в относительных единицах позволяет рассматривать и решать задачи общего характера для системы.

В качестве основных базовых единиц при описании системы привода приняты следующие:

$m_0 = \sum_{i=1}^3 m_i$ — суммарная приведенная масса движущихся ча-

стей установки; $h_0 = H_n$ — высота подъема; $v_0 = \sqrt{\frac{E_k S_k}{m_{k1}}}$ — скорость распространения упругой волны по канату.

Производные базовых величин

$t_0 = \frac{h_0}{v_0}$ — время; $F_0 = m_0 \frac{v_0}{t_0}$ — усилие подъемного двига-

теля; $E_0 = v_0 k_v$ — э. д. с. генератора $g^* = g \frac{t_0}{v_0}$ — ускорение;

$U_{n.0} = \frac{E_0}{k_r}$ — напряжение возбуждителя генератора; $U_{p.n.0} =$

$= \frac{E_0}{k_r k_n}$ — напряжение на выходе регулятора напряжения; $U_{p.t.0} =$

$= E_0 k_{o.c.n}$ — напряжение на выходе регулятора тока; $U_{p.c.1.0} =$

$= v_0 k_{0.с.в}$ — напряжение на выходе первого регулятора тока;
 $U_{p.с.2\theta} = I_c k_{0.с.т} = \frac{E_0}{R_n}$ — напряжение на выходе второго регулятора скорости; $U_{з.0} = v_0 k_{0.с.в}$ — напряжение задания.

С учетом базовых величин представим систему дифференциальных уравнений объекта регулирования и регуляторов трехконтурной системы подчиненного регулирования в относительных единицах:

для тиристорного возбудителя генератора привода Г—Д

$$\theta_n \frac{dU_n^*}{d\tau} + U_n^* = U_{p.н}; \quad (5.8)$$

для якорной цепи привода

$$\theta_n \frac{df^*}{d\tau} + f^* = \frac{k'_m E_r E_0}{R_n I_0 k'_m E_0} - \frac{k'_m k_v}{R_n k'_m I_0} v_1 = \frac{1}{\theta_m} (e^* - v_1); \quad (5.9)$$

генератора

$$\theta_r \frac{de^*}{d\tau} + e^* = U_n^*. \quad (5.10)$$

Уравнения движения приведенной массы вращающихся частей подъемной установки:

$$\frac{m_1}{m_0} \frac{d^2 (h_1/h_0)}{d(t/t_0)^2} = F_{ан} \frac{t_0^2}{m_0 h_0} - \frac{2C_k t_0^2}{m_0 h_0} (h_1 - h_2) - \frac{2C_k t_0^2}{m_0 h_0} \left(\frac{dh_1}{dt} - \frac{dh_2}{dt} \right) \alpha_k; \quad (5.11)$$

$$\begin{aligned} \mu_1 \frac{d^2 h_1^*}{d\tau^2} &= l - \frac{2E_k S_k t_0^2 m_{1k} l}{l m_0 m_{1k} l} (h_1^* - h_2^*) - 2\alpha_k \left(\frac{dh_1^*}{d\tau} - \frac{dh_2^*}{d\tau} \right) \times \\ &\times \frac{t_0 E_k S_k m_{1k} l}{l m_0 m_{1k} l} = f - \frac{2v_0^2 t_0^2 h_0 \mu_k}{l^2 h_0^2} (h_1^* - h_2^*) - 2\alpha_k \left(\frac{dh_1^*}{d\tau} - \frac{dh_2^*}{d\tau} \right) \times \\ &\times \frac{v_0^2 t_0^2 h_0^2 \mu_k}{l^2 t_0 h_0^2} = f - 2\mu_k (h_1^* - h_2^*) - 2\alpha_k \mu_k \left(\frac{dh_1^*}{d\tau} - \frac{dh_2^*}{d\tau} \right); \quad (5.12) \end{aligned}$$

$$\frac{dh_1^*}{d\tau} = v_1, \quad (5.13)$$

где $l = h_0$ — длина каната.

Уравнение движения второй массы — сосредоточенной массы каната

$$\frac{m_2}{m_0} \frac{d^2 (h_2/h_0)}{d(t/t_0)^2} = \frac{2t_0^2 E_k S_k m_{1k} l h_0^2}{l m_0 h_0 m_{1k} l h_0^2} (h_1 + h_2 - 2h_2) +$$

$$+ \frac{t_0^2 E_k S_k m_{1k} h_0^2 t_0}{m_0 h_0 m_{1k} h_0} \left(\frac{dh_1}{dt} + \frac{dh_3}{dt} - 2 \frac{dh_2}{dt} \right) \alpha_k; \quad (5.14)$$

$$\mu_k \frac{d^2 h_2^*}{d\tau^2} = 2\mu_k (h_1^* - h_3^* - 2h_2^*) + 2\alpha_k \mu_k \times \\ \times \left(\frac{dh_1^*}{d\tau} + \frac{dh_3^*}{d\tau} - 2 \frac{dh_2^*}{d\tau} \right); \quad (5.15)$$

$$\frac{d^2 h_2^*}{d\tau^2} = 2 (h_1^* + h_3^* - 2h_2^*) + 2\alpha_k \left(\frac{dh_1^*}{d\tau} + \frac{dh_3^*}{d\tau} - 2 \frac{dh_2^*}{d\tau} \right); \quad (5.16)$$

$$\frac{dh_2^*}{d\tau} = v_2. \quad (5.17)$$

Уравнение движения массы подъемного сосуда и полезного груза

$$\mu_3 \frac{d^2 h_3^*}{d\tau^2} = 2\mu_k (h_2^* - h_3^*) - 2\mu_k \alpha_k \left(\frac{dh_2^*}{d\tau} - \frac{dh_3^*}{d\tau} \right) - \\ - Q_n \frac{t}{t_3} \frac{t_0^2}{m_0 v_0 t_0} - 0,15 Q_n \frac{t_0^2 v_0}{m_0 v_0 h_0 v_m} \frac{dh_3}{dt} = 2\mu_k (h_2^* - h_3^*) - 2\mu_k \alpha_k \times \\ \times \left(\frac{dh_2^*}{d\tau} - \frac{dh_3^*}{d\tau} \right) - f(Q_n) \frac{\tau}{\tau_3} - 0,15 \frac{m_2 g t_0 v_0}{\beta m_0 v_0 h_0 v_m} \frac{dh_3}{d\tau} = \\ = 2\mu_k (h_2^* - h_3^*) - \mu_k \alpha_k \left(\frac{dh_2^*}{d\tau} - \frac{dh_3^*}{d\tau} \right) - f(Q_n) \times \\ \times \frac{\tau}{\tau_3} - 0,15 \frac{g^* \mu_n}{\beta v_m^*} v_3; \quad (5.18)$$

$$\frac{dh_3^*}{d\tau} = v_3; \quad (5.19)$$

где $\beta = \frac{\mu_{\text{полю}}}{\mu_{\text{полез}}}$ — коэффициент массивности.

Передаточные функции регуляторов САУ-П и датчика положения:

$$U_{p.н}^* = \left(\frac{U_{p.\tau}}{k_{o.c.н} E_0} - \frac{E_r}{E_0} \right) \frac{\theta_{rp} + 1}{\theta_{\mu a_{np}}} = (U_{p.\tau} - e_r) \frac{\theta_{rp} + 1}{\theta_{\mu a_{np}}};$$

$$W_{p.н}(\rho) = \frac{\theta_{rp} + 1}{\theta_{\mu a_{np}}};$$

$$U_{p.\tau}^* = \left(\frac{U_{p.c1} k_{o.c.н} R_n}{E_0 k_{o.c.н} k_{o.c.\tau}} - \frac{F_{дв} k_{o.c.н} R_n}{k_m E_0 k_{o.c.н}} \right) \frac{(\theta_{np} + 1) \theta_m}{\theta_m a_{n\tau}} =$$

$$= (U_{p.c2} - f) \frac{(\theta_{np} + 1) \theta_m}{\theta_m a_{n\tau}};$$

$$\begin{aligned}
 W_{p, \tau}(\rho) &= \frac{(\theta_{\mu p} + 1) \theta_M}{\theta_{\mu a_H a_{\tau p}}}; \\
 j_{1, 2}^* &= \left(\frac{U_{p, c, 1} m_0 k_{0, c, \tau}}{l_0 k_{0, c, \tau} k_{0, c, v} k_M' l_0} - v \frac{k_{0, c, v} m_0 k_{0, c, \tau}}{l_0 k_{0, c, \tau} k_{0, c, v} k_M' l_0} \right) \times \\
 &\quad \times \frac{1}{\theta_{\mu a_H a_{\tau a_c}}} = (U_{p, c, 1}^* - v_1) \frac{1}{\theta_{\mu a_H a_{\tau a_c}}}; \\
 W_{p, c, 2}(\rho) &= \frac{1}{\theta_{\mu a_H a_{\tau a_c}}}; \\
 U_{p, c, 1}^* &= (U_3^* - v_1) \frac{1}{\theta_{\mu a_H a_{\tau a_c} b_{c \rho}}}; \\
 W_{p, c, 1}(\rho) &= \frac{1}{\theta_{\mu a_H a_{\tau a_c} b_{c \rho}}}; \\
 U_{p, c, 1} &= U_3 - v k_{0, c, v} = h_3 k_{\mu} - v k_{0, c, v}; \\
 U_{p, c, 1}^* &= \frac{h_3 k_{\mu}}{v_0 k_{0, c, v}} - v_3 = \frac{h_3^* h_0}{v_0 k_{0, c, v}} k_{\mu} - v_3 = k_{\mu}^* h_3^* - v_3; \\
 W_{\mu}^*(\rho) &= k_{\mu}^* = \frac{l_0}{k_{0, c, v}}.
 \end{aligned} \tag{5.20}$$

На основании выполненных исследований [30] установлено, что влияние внутреннего трения в канате на динамические процессы в приводе несущественное и им можно пренебречь. С учетом этого описание динамических процессов в электромеханической системе регулирования положения подъемного сосуда, представленное в операторной форме, имеет вид:

$$\begin{aligned}
 \mu_1 h_1 \rho^2 &= f - 2\mu_{\kappa} (h_1 - h_2); \\
 h_1 \rho &= v_1; \\
 h_2 \rho^2 &= 2(h_1 + h_2 - 2h_2); \\
 h_2 \rho &= v_2; \\
 \mu_3 h_3 \rho^2 &= 2\mu_{\kappa} (h_2 - h_3) - 0,15 \frac{g^* \mu_3 v_2}{\beta v_{\max}} - Q_{\Pi}(\rho) \frac{\tau}{\tau_3}; \\
 h_3 \rho &= v_3; \\
 (\theta_{\mu} \rho + 1) U_{\mu}^* &= U_{p, \mu}^*; \\
 (\theta_r \rho + 1) e_r &= U_{\mu}^*; \\
 (\theta_{\mu} \rho + 1) f &= \frac{1}{\theta_{\mu}} (e_r - v_1); \\
 U_{p, \mu}^* &= (U_{p, \tau}^* - e_r) \frac{\theta_r \rho + 1}{a_H \theta_{\mu} \rho};
 \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} U_{p. \tau}^* &= (U_{p. c 2}^* - f) \frac{(\theta_{\mu \rho} + 1) \theta_{\mu}}{a_{\mu} a_{\tau} \theta_{\mu \rho}}; \\ U_{p. c 2}^* &= (U_{p. c 1}^* - v_1) \frac{1}{a_{\mu} a_{\tau} a_c \theta_{\mu}}; \\ U_{p. c 1}^* &= (-v_3 - k_d^* h_3) \frac{1}{a_{\mu} a_{\tau} a_c b_c \theta_{\mu \rho}}, \end{aligned} \right\} (5.21)$$

где $v_1 = v_{\mu}$, $v_3 = v_{\mu}$ — относительные скорости соответственно верхнего и нижнего сечений каната; v_{\max} — максимальная скорость подъемного сосуда; k_d^* — коэффициент датчика положения; f — усилие, развиваемое двигателем; e_r — э. д. с. генератора; μ_1 , $\mu_2 = \mu_{\mu}$, μ_3 — приведенная масса соответственно вращающихся частей, каната, конечного груза; h_1 , h_2 , h_3 — перемещения масс; $U_{p. \mu}^*$, $U_{p. \tau}^*$, $U_{p. c}^*$ — сигналы управления на выходе регуляторов; θ_{μ} , θ_{τ} , θ_{μ} — постоянная времени соответственно электромеханическая, генератора, якорной цепи; θ_{μ} — некомпенсированная постоянная времени.

Приведенные уравнения (5.21) справедливы для нулевых начальных условий. Однако в реальной электромеханической системе регулируемые переменные (скорость, перемещение, усилие и т. д.) из-за статической неуравновешенности могут иметь значения отличные от нуля. Возможность исключения начальной статики из уравнений механической части объекта рассмотрим на примере одноканатных машин с противовесом.

В режиме загрузки или разгрузки сосуд находится в крайнем нижнем положении, а противовес — в крайнем верхнем. Масса противовеса

$$\mu_{\text{пр}} = \mu_{\text{пуст}} + \frac{\mu_{\text{полез}}}{2}. \quad (5.22)$$

Масса сосуда с полным грузом

$$\mu_{\text{полн}} = \mu_{\text{пуст}} + \mu_{\text{полез}}. \quad (5.23)$$

Обозначим начальную массу конечного груза через μ_0 . Очевидно, что $\mu_0 = \mu_{\text{пуст}}$ — в режиме загрузки; $\mu_0 = \mu_{\text{полн}}$ — в режиме разгрузки. Масса конечного груза в любой момент времени t

$$\mu_{\text{гр}}(t) = \begin{cases} \mu_0 + \mu(t) & \text{при загрузке;} \\ \mu_0 - \mu(t) & \text{при разгрузке.} \end{cases} \quad (5.24)$$

где $\mu(t)$ — изменение массы груза за оптимальное время.

При нахождении противовеса в крайнем верхнем положении связь его с барабаном можно считать абсолютно жесткой. Представляя математическую модель механической части в виде трехмассовой системы, возьмем в качестве верхней массы сумму масс противовеса и вращающихся частей. В систематизированных данных по соотношениям масс трехмассовой системы [30] этой величине соответствует параметр μ_1 . В качестве нижней массы возьмем

переменную массу концевого груза $\mu_{\text{гр}}(\tau)$. В сводных данных приведен параметр μ_3 , который соответствует массе полностью груженого сосуда ($\mu_3 = \mu_{\text{полн}}$). Для выражения переменной нижней массы через параметр μ_3 достаточно воспользоваться соотношениями

$$\mu_{\text{полез}} = \frac{\mu_{\text{полн}}}{\beta} = \frac{\mu_3}{\beta}, \quad (5.25)$$

$$\mu_{\text{пуст}} = \mu_{\text{полн}} - \mu_{\text{полез}} = \mu_3 - \frac{\mu_3}{\beta}. \quad (5.26)$$

Третьей массой будет относительная масса каната, которой соответствует параметр μ_k .

Обозначим перемещения этих масс соответственно X_1, X_2, X_3 , а скорости перемещения v_1, v_2 и v_3 . Учтем также, что механическая система является слабодемпфированной (существует только трение сосуда о проводники).

С учетом силы тяжести уравнения механической части для рассматриваемого типа машины запишутся следующим образом:

$$\mu_1 \frac{d^2 X_1}{d\tau^2} = f + \mu_{\text{пр}} g^* - 2\mu_k (X_1 - X_2); \quad (5.27)$$

$$\mu_k \frac{d^2 X_2}{d\tau^2} = 2\mu_k (X_1 - X_2) - 2\mu_k (X_2 - X_3) - \mu_k g^*; \quad (5.28)$$

$$\mu_{\text{гр}}(\tau) \frac{d^2 X_3}{d\tau^2} = 2\mu_k (X_2 - X_3) - \mu_{\text{гр}}(\tau) g^* - k_{\text{тр}} v_3. \quad (5.29)$$

В начальный момент времени система находится в статическом равновесии и в покое. Условие статического равновесия означает, что

$$\frac{d^2 X_1}{d\tau^2} = \frac{d^2 X_2}{d\tau^2} = \frac{d^2 X_3}{d\tau^2} = 0. \quad (5.30)$$

Условие покоя: $v_1 = v_2 = v_3 = 0$.

Подставляя условия начальной статки в систему уравнений (5.27), (5.29), получаем следующие соотношения

$$f^H + \mu_{\text{пр}} g^* - 2\mu_k (X_1^H - X_2^H) = 0; \quad (5.31)$$

$$2\mu_k (X_1^H - X_2^H) - 2\mu_k (X_2^H - X_3^H) - \mu_k g^* = 0; \quad (5.32)$$

$$2\mu_k (X_2^H - X_3^H) - \mu_0 g^* = 0. \quad (5.33)$$

На основании этих соотношений

$$2\mu_k (X_2^H - X_3^H) = \mu_0 g^*; \quad (5.34)$$

$$2\mu_k (X_1^H - X_2^H) = (\mu_0 + \mu_k) g^*; \quad (5.35)$$

$$f^H = (\mu_0 + \mu_k - \mu_{\text{пр}}) g^*. \quad (5.36)$$

Теперь введем новые переменные

$$h_1 = X_1 - X_1^n; \quad h_2 = X_2 - X_2^n; \quad h_3 = X_3 - X_3^n, \quad (5.37)$$

которые представляют собой перемещения рассматриваемых масс, отсчитанные от первоначального статического положения, т. е. динамические возмущения.

Соответственно

$$(X_1 - X_2) = (h_1 - h_2) + (X_1^n - X_2^n); \quad (5.38)$$

$$(X_2 - X_3) = (h_2 - h_3) + (X_2^n - X_3^n). \quad (5.39)$$

Умножая последние равенства на $2\mu_k$ и учитывая (5.32) — (5.36), получаем

$$2\mu_k (X_1 - X_2) = 2\mu_k (h_1 - h_2) + (\mu_0 + \mu_k) g^*; \quad (5.40)$$

$$2\mu_k (X_2 - X_3) = 2\mu_k (h_2 - h_3) + \mu_0 g^*. \quad (5.41)$$

Подставляя (5.40), (5.41) в исходную систему уравнения (5.25), (5.29), окончательно имеем

$$\mu_1 \frac{d^2 h_1}{d\tau^2} = f - 2\mu_k (h_1 - h_2) - f^n; \quad (5.42)$$

$$\mu_k \frac{d^2 h_2}{d\tau^2} = 2\mu_k (h_1 - h_2) - 2\mu_k (h_2 - h_3); \quad (5.43)$$

$$(\mu_0 + \mu(\tau)) \frac{d^2 h_3}{d\tau^2} = 2\mu_k (h_2 - h_3) - \mu(\tau) g^* - k_{TP} v_3. \quad (5.44)$$

Таким образом, рассматривая режим стабилизации относительно динамических возмущений h_1 , h_2 и h_3 , можно исключить из уравнений механической части начальную статику.

Для многоканатных машин с противовесом и хвостовым канатом все преобразования уравнений механической части выполняются аналогично. Укажем лишь на некоторые особенности приведения механической части этих типов установок к трехмассовой системе. В режиме стабилизации сосуд и противовес находятся соответственно в крайнем нижнем и крайнем верхнем положении. Уравновешивающий хвостовой канат в своем нижнем сечении образует свободную провисающую петлю, а в верхнем сечении жестко связан с противовесом. Поэтому в качестве верхней массы на модели целесообразно взять сумму масс хвостового каната, противовеса и вращающихся частей. Наконец, значение усилия привода в начальном статическом состоянии будет выражаться в этом случае формулой

$$f^n = (\mu_0 - \mu_{np}) g^*, \quad (5.45)$$

так как подъемный канат уравновешен хвостовым канатом, и начальная статическая неуравновешенность системы обусловлена лишь разностью весов противовеса и начального концевой груза. В остальной системе уравнений механической части для этих типов машин полностью совпадают.

В соответствии с системой уравнений (5.21) составлена структурная схема САУ—П, приведенная на рис. 5.1, основной регулируемой величиной которой является перемещение нижнего сечения каната или подъемного сосуда.

Из уравнений и структурных схем видно, что параметры САУ и качественные показатели регулирования скорости машины и по-

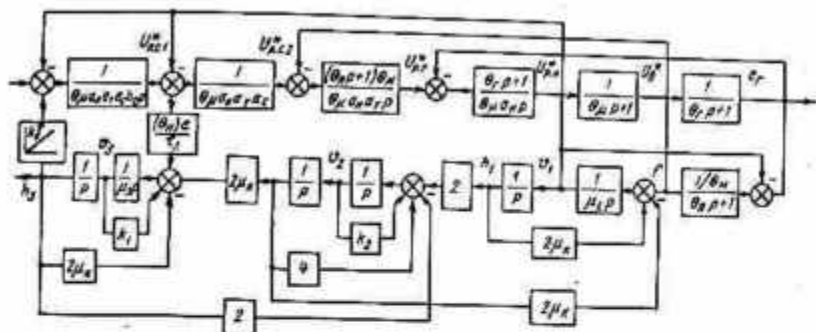


Рис. 5.1. Структурная схема САУ—П с учетом упругих свойства каната

ложения подъемного сосуда будут определяться соотношением масс подъемной установки и высотой подъема.

5.2. Анализ колебательных процессов в системе регулирования положения и определение параметров датчика положения

В практике рудничного подъема в основном находят применение датчики положения с линейно-ограниченной характеристикой на базе индуктивных датчиков (рис. 5.2, а). Однако могут быть использованы и датчики положения релейного типа (рис. 5.2, б, в), имеющие одно- и многоступенчатую симметричную характеристику на базе герконов [28]. Датчики релейного типа, как наиболее простые по конструктивному исполнению, могут быть использованы в системах регулирования положения скиповых подъемных установок, где, как известно, требуемая точность меньше по сравнению с клетевыми установками. Для клетевых установок необходимо использовать только датчики с линейной характеристикой, обеспечивающие непрерывность регулирования. Для систем регулирования положения с датчиками релейного типа характерным является автоколебательный режим работы; параметры контура регулирования положения должны определяться из условия обеспечения автоколебаний с допустимой амплитудой, системы регулирования положения с линейными датчиками должны работать без автоколебаний, что и является исходным при определении структуры и параметров контура регулирования положения.

Процессы, протекающие в системе регулирования положения подъемного сосуда на заданном уровне его загрузки или разгрузки, зависят от динамических свойств системы регулирования скорости и от структуры и параметров контура регулирования положения.

Расчетная структурная схема САУ—П, составленная на основании аналитического описания процесса в системе и передаточных функций с учетом каната как весомого, упругого элемента, входящего в замкнутый контур регулирования, приведена на рис. 5.3, а. Схема позволяет исследовать САУ—П по отношению к управляющему и возмущающему воздействиям.

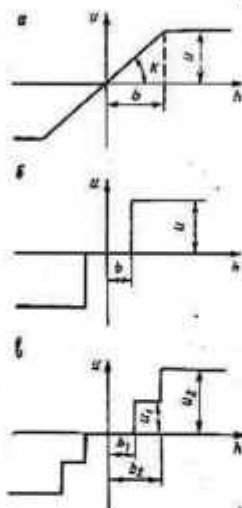


Рис. 5.2. Характеристики датчиков положения

Передаточные функции замкнутых первого и третьего контуров:

$$W_{31}(p) = \frac{2C_K}{m_3 p^3 + 2C_K}; \quad (5.46)$$

$$W_{33}(p) = \frac{2C_K (m_3 p^2 + 2C_K)}{(m_2 p^2 + 4C_K) (m_3 p^2 + 2C_K) - 4C_K^2}. \quad (5.47)$$

Передаточная функция замкнутого скорректированного контура регулирования скорости

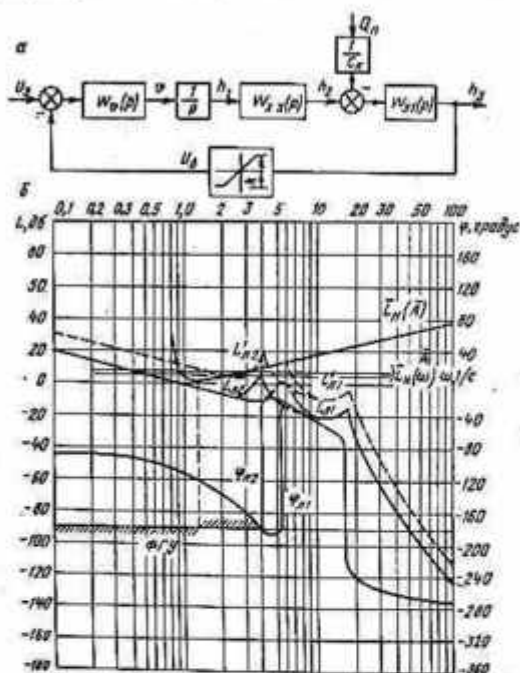


Рис. 5.3. Расчетная структурная схема САУ—П (а) и логарифмические амплитудные и фазовые характеристики САУ—П (б); $L_{Л1}$, $L_{Л2}$, $\varphi_{Л1}$, $\varphi_{Л2}$ — ЛАЧХ и ЛФЧХ линейной части системы при $k = 1$, соответствующие порожнему и груженому подъемному сосуду; $L_{Л1}$, $L_{Л2}$ — ЛАЧХ линейной части системы при $k = k_{д.н.пр}$, соответствующие порожнему и груженому сосуду; $\bar{L}_N(\omega)$ — ЛАЧХ нелинейного элемента; $L_N(\bar{A})$ — логарифмическая амплитудная характеристика нелинейного элемента

$$W_u(p) = \frac{C_M k_y k_r p}{R_6 R_n} \left[(m_2 p^2 + 4C_n) \times \right. \\ \left. \left[(m_2 p^2 + 4C_n) (m_2 p^2 + 2C_n) - 4C_n^2 \right] \times \right. \\ \left. \times (m_3 p^2 + 2C_n) - \right. \\ \left. \left[(m_1 p^2 + 2C_n) (T_n p + 1) + \frac{C_M C_n k_0 p}{R_6 R_n} (T_r p + 1) + (C_M k_n k_r / R_n R_6) \times \right. \right. \\ \left. \left. - 4C_n^2 \right] \right. \\ \left. \times (k_{o.c. n 2} p^3 + k_{o.c. n} p) - 4C_n^2 (m_3 p^2 + 2C_n) (T_n p + 1) \right]. \quad (5.48)$$

Как видно из структурной схемы, в САУ—П входит нелинейный элемент, представленный в виде характеристики датчика положения. В процессе загрузки или разгрузки изменяется масса подъемного сосуда, вследствие чего в системе появляется звено с переменным коэффициентом. Исследование САУ—П целесообразно выполнить методом гармонической линеаризации, рассмотрев ее характеристики при двух крайних значениях переменного коэффициента, соответствующих порожнему и груженому сосудам [2].

При исследовании устойчивости и автоколебаний нелинейных систем методом гармонической линеаризации необходимо определить условия, при которых линеаризованная система находится на границе устойчивости. Для исследуемой системы, состоящей из линейной части с частотной характеристикой $W_n(j\omega)$ и нелинейной части с комплексным коэффициентом усиления $W_n(A, \omega)$, выражение для границы устойчивости имеет вид

$$|W_n(j\omega)| = \left| \frac{1}{W_n(A, \omega)} \right|. \quad (5.49)$$

Решение этого уравнения можно получить графоаналитическим методом путем построения на комплексной плоскости частотных характеристик левой и правой частей уравнения. Однако такой метод требует выполнения достаточно большого объема вычислительной работы. Значительное упрощение решения задачи может быть достигнуто, если использовать логарифмические частотные характеристики системы. Тогда, логарифмируя выражение $W_n(j, \omega)$, можно записать два условия, при которых система будет находиться на границе устойчивости:

$$L_n(\omega) + L_n(A, \omega) = 0; \quad (5.50)$$

$$\varphi_n(\omega) + \varphi_n(A, \omega) = 0. \quad (5.51)$$

Если точка пересечения логарифмических амплитудных характеристик и точка пересечения фазовых характеристик линейной и нелинейной частей будут соответствовать одной частоте, то система будет находиться на грани устойчивости. Для определения устойчивости всей системы и параметров автоколебаний, если они существуют, строят фазовую границу устойчивости ФГУ (рис. 5.3, б). Методика построения ФГУ изложена в работе [22].

В точках пересечения амплитудной характеристики линейной части с амплитудными характеристиками нелинейной части модуль частотной характеристики равен единице. Эти точки определяют частоты среза линейризованной системы при данной амплитуде, а разность углов между фазовой характеристикой линейной части и ФГУ на частотах среза можно считать своеобразным «запасом по фазе» для данной амплитуды [22].

Известно, что автоколебания будут устойчивыми при данной амплитуде, если при увеличении амплитуды на входе нелинейного звена до $A' = A + \Delta A$ система становится устойчивой, а при уменьшении амплитуды до $A'' = A - \Delta A$ система становится неустойчивой. При этом в точке пересечения амплитудной характеристики, соответствующей $A = A'$, фазовая характеристика линейной части должна располагаться выше ФГУ, а в точке, соответствующей $A = A''$, — выше ФГУ. Для определения устойчивости цикла производят штриховку ФГУ следующим образом: если при увеличении A амплитудная характеристика нелинейной части перемещается вниз, ФГУ штрихуют снизу, а если вверх, то ФГУ штрихуют сверху. Предельный цикл будет устойчивым, если фазовая характеристика линейной части системы при увеличении частоты пересечет ФГУ, переходя с заштрихованной стороны на незаштрихованную.

Датчики положения, применяемые на подъемных установках, имеют однозначные нелинейные характеристики. Особенностью нелинейных элементов с однозначными характеристиками является отсутствие сдвига фазы первой гармоники выходного сигнала относительно входного. В силу этого ФГУ для этих нелинейностей совпадает с линией $\varphi = -180^\circ$.

Условием для определения параметров датчиков положения является обеспечение требуемой точности поддержания подъемного сосуда относительно заданного уровня. Для этого необходимы логарифмические частотные характеристики линейной части системы и датчиков положения, как нелинейных элементов. Логарифмические характеристики нелинейных элементов строят по их коэффициенту гармонической линеаризации.

Коэффициент гармонической линеаризации нелинейного элемента, имеющего линейно-ограниченную характеристику (см. рис. 5.2, а), равен

$$g(A) = \begin{cases} k & \text{при } A < b; \\ \frac{2k}{\pi} \left(\arcsin \frac{b}{A} + \frac{b}{A} \sqrt{1 - \frac{b^2}{A^2}} \right) & \text{при } A \geq b, \end{cases} \quad (5.52)$$

где b и k — параметры нелинейного элемента.

Для получения универсальных логарифмических характеристик нелинейного звена целесообразно передаточный коэффициент нелинейного звена учесть в характеристике линейной части и ввести

относительную амплитуду $\bar{A} = \frac{A}{b}$. Тогда логарифмическая характеристика нелинейного звена в зависимости от амплитуды входного сигнала

$$L_n(\bar{A}) = 20 \lg \frac{2}{\pi} \left(\arcsin \frac{1}{\bar{A}} + \frac{1}{\bar{A}} \sqrt{1 - \frac{1}{\bar{A}^2}} \right). \quad (5.53)$$

В данном случае логарифмические характеристики нелинейного звена в зависимости от частоты представляют собой семейство горизонтальных прямых с параметром \bar{A} .

$$\text{Если } \bar{A} > 4, \text{ то } L_n(\bar{A}) \approx 2,2 + 20 \lg \bar{A}. \quad (5.54)$$

Из этого выражения можно сразу определить амплитуду автоколебаний в системе, если модуль логарифмической, амплитудной, частотной характеристики линейной части системы при частоте, соответствующей точке пересечения фазовой характеристики линейной части с ФГУ, больше 12 дБ (см. рис. 5.3, б).

Из структурной схемы (см. рис. 5.3, а) запишем передаточную функцию линейной части системы, с учетом передаточного коэффициента датчика положения $k_{д.п.}$:

$$\begin{aligned} W_n(p) &= W_o(p) \frac{1}{-p} W_{33}(p) W_{31}(p) = \\ &= \frac{(C_M k_y k_r / R_0 R_n) \times}{\left[(m_2 p^2 + 4C_R) (m_3 p^2 + 2C_K) - 4C_K^2 \right] \left[(m_1 p^2 + 2C_K) (T_n p + 1) + \frac{C_M C_s k_{ip}}{R_0 R_n} \times \right.} \\ &\quad \left. \times k_{д.п.} 4C_K \right]}{\times (T_r p + 1) + \frac{C_M k_y k_r}{R_0 R_n} (k_{с.п.} 2p^3 + k_{с.п.} p^2 + k_{т.р} p) - 4C_K^2 (m_3 p^2 + 2C_K) (T_n p + 1)} \end{aligned} \quad (5.55)$$

В соответствии с этим выражением на рис. 5.3, б построены логарифмические амплитудные и фазовые характеристики линейной части системы для двух значений передаточного коэффициента датчика положения $k_{д.п.} = 1$ и $k_{д.п.} = k_{д.п.пр}$ и двух значений масс подъемного сосуда. Под предельным коэффициентом передачи датчика положения $k_{д.п.пр}$ понимается такой коэффициент, при котором САУ—П находится на границе устойчивости.

Из анализа логарифмической характеристики нелинейного элемента и линейной части (рис. 5.3, б) можно сделать следующие выводы: при $k_{д.п.} = k_{д.п.пр}$ в САУ—П возникают автоколебания с относительной амплитудой $A = 1$ и частотой, определяемой точкой пересечения ЛФХ линейной части системы с ФГУ. При $k_{д.п.} < k_{д.п.пр}$ система будет устойчивой. Это обстоятельство дает возможность проводить исследование САУ—П, рассматривая ее как линейную. При $k_{д.п.} > k_{д.п.пр}$ в системе возникнут автоколе-

бания с частотой, соответствующей точке пересечения ЛФХ линейной части с ФГУ. Амплитуда автоколебаний в этом случае может быть определена по выражению (5.53). При изменении амплитуды \bar{A} изменяется коэффициент усиления линеаризованной системы. Следовательно, для равных значений A разную величину имеют и частоты среза, которые определяются точками пересечения ЛАЧХ линейной части с ЛАЧХ нелинейности. Это обстоятельство приводит к тому, что в случаях, когда ЛФЧХ линейной части близко подходит к ФГУ, не пересекая ее, запас по фазе, определяемой повышением $\varphi_{\pi 1}$ над ФГУ на частоте среза, соответствующей данной амплитуде \bar{A} , для некоторых амплитуд окажется малым, и можно считать, что колебания будут затухать медленно.

Таким образом, для того, чтобы в системе не возникали автоколебания, необходимо $k_{д.п.}$ выбирать меньше $k_{д.п. пр.}$, соответствующего грузенному сосуду. При этом система должна обеспечить требуемую точность поддержания подъемного сосуда на заданном уровне загрузки.

Как известно, определить ошибку в системе можно по передаточным функциям САУ. Передаточная функция системы по отношению к управляющему воздействию имеет вид:

$$W_y(p) = \frac{h_3(p)}{U_3(p)} = \frac{\frac{4C_M k_y k_r C_K^2}{R_R R_G}}{A(p) + \frac{4kC_M k_y k_r C_K^2}{R_R R_G}}, \quad (5.56)$$

где

$$A(p) = [(m_2 p^2 + 4C_K)(m_3 p^2 + 2C_K) - 4C_K^2] \times \\ \times \left[(m_1 p^2 + 2C_K)(T_{\pi p} + 1) + \frac{C_M C_e k_r p}{R_R R_G}(T_{r p} + 1) + \right. \\ \left. + \frac{C_M k_y k_r}{R_R R_G}(k_{o.c.п} 2p^3 + k_{o.c.п} p^2 + k_{т.р} p) - 4C_K^2(m_3 p^2 + 2C_K)(T_{\pi p} + 1) \right].$$

Передаточная функция по отношению к возмущающему воздействию

$$W_n(p) = \frac{h_2(p)}{Q_n(p)} = \frac{2 \left\{ [(T_{\pi p} + 1)(T_{r p} + 1)(m_1 p^2 + 2C_K) - \right. \\ \left. \frac{C_M k_y k_e}{R_G R_R}(k_{o.c.п} 2p^3 + k_{o.c.п} p^2 + k_{т.р} p) + \right. \\ \left. \frac{4kC_M k_y k_r C_K^2}{R_G R_R} + \frac{C_M k_e C_e p}{R_G R_R}(T_{r p} + 1) \right\} (m_2 p^2 + 4C_K) - 4C_K^2 (T_{\pi p} + 1)(T_{r p} + 1)}{\frac{4kC_M k_y k_r C_K^2}{R_G R_R}}. \quad (5.57)$$

Уравнение перемещения подъемного сосуда при воздействии на систему управляющего сигнала и возмущения

$$\begin{aligned}
 h_3(p) = U_3(p) & \frac{\frac{4C_M k_y k_r C_K^2}{R_n R_0}}{A(p) + \frac{4kC_M k_y k_r C_K^2}{R_n R_0}} \pm 2Q_n(p) \times \\
 & \times \frac{\left\{ \left[(T_{np} + 1)(T_{rp} + 1)(m_1 p^2 + 2C_K) - \frac{C_M k_y k_r}{R_n R_0} (k_{o.c. n} p^3 + k_{o.c. n} p^2 + \right. \right. \\
 & \left. \left. + k_{r.rp}) + \frac{C_M C_e k_{0p}}{R_n R_0} (T_{rp} + 1) \right] (m_2 p^2 + 4C_K) - 4C_K (T_{np} + 1)(T_{rp} + 1) \right\}}{A(p) +} \\
 & \frac{4kC_M k_y k_r C_K^2}{R_n R_0}
 \end{aligned} \tag{5.58}$$

Перемещение подъемного сосуда в зоне действия датчика при воздействии на систему входного сигнала и возмущения можно определить из выражения h_3 при $Q_n = \text{const}$

$$h_3 = U_3 \frac{1}{k} \pm Q_n \frac{2R_n R_0}{C_M k_y k_r k} \tag{5.59}$$

Уравнение ошибки системы в зависимости от управляющего и воздействующего воздействий

$$\begin{aligned}
 \Delta h(p) = U_3(p) & \left(1 - \frac{\frac{C_M k_y k_r 4C_K^2}{R_n R_0}}{A(p) + \frac{4kC_M k_y k_r C_K^2}{R_n R_0}} \right) \pm 2Q_n \times \\
 & \times \frac{\left\{ \left[(T_{np} + 1)(T_{rp} + 1)(m_1 p^2 + 2C_K) - \frac{C_M k_y k_r}{R_n R_0} \times \right. \right. \\
 & \left. \left. \times (k_{o.c. n} p^3 + k_{o.c. n} p^2 + k_{r.rp}) + \frac{C_M C_e k_{0p}}{R_n R_0} (T_{rp} + 1) \right] (m_2 p^2 + 4C_K) - \right. \\
 & \left. \frac{4kC_M k_y k_r C_K^2}{R_n R_0} \right. \\
 & \left. \left. - 4C_K (T_{np} + 1)(T_{rp} + 1) \right\}}{1}
 \end{aligned} \tag{5.60}$$

Из этого уравнения определяют статическую ошибку в установившемся режиме. Из передаточной функции, переходя к статике,

коэффициент датчика в зависимости от параметров системы и требуемой точности удержания сосуда, находят из выражения

$$k_{д.п} = \frac{2Q_{п}R_{я}R_{б}}{C_{н}k_{у}k_{г}} \frac{1}{\Delta h}. \quad (5.61)$$

Полученное выражение позволяет в инженерной практике определить $k_{д.п.пр}$ для каждой конкретной подъемной установки в зависимости от технологических требований. Для клетевых установок, как известно, необходимо обеспечивать более высокую точность, чем для скиповых.

Исследования показали, что значение $k_{д.п.}$, определенное по (5.61) для клетевых подъемов, в отличие от скиповых, как правило, превышает предельное. Следовательно, система автоматического регулирования положения клетки может оказаться неустойчивой и в этом случае необходимо выполнять синтез корректирующих устройств на основе полученных выше выражений, описывающих динамические процессы с учетом нелинейности характеристики датчика [2]. Вопрос о предельном передаточном коэффициенте датчика перемещения рассмотрен в работах [13, 15].

Отсутствие колебаний не является качественным показателем процесса, так как при уменьшении $k_{д.п.}$ увеличивается ошибка регулирования. Это относится к управлению положением как при изменении нагрузки скачком, так и при ее линейно-ограниченном изменении. При управлении в случае линейного изменения нагрузки динамическая ошибка по пути определяется уже не величиной груза, а темпом его изменения во времени. В уравнении для определения ошибки системы величины $Q_{г}$ должна быть заменена на $\Delta Q/\Delta t$. Демпфирование возрастающей колебательности висящего на канате подъемного сосуда вследствие увеличения $H_{н}$ и уменьшение $k_{д.п.}$ следует считать целесообразными только в случае, если это не влечет значительного увеличения времени регулирования. Как уже отмечалось, помимо датчиков положения с линейно-ограниченной характеристикой, могут быть использованы датчики релейного типа. Оценку их предельных параметров можно выполнить на основе указанного выше метода.

Коэффициент гармонической линеаризации датчика положения, имеющего релейную характеристику с зоной нечувствительности, равен

$$g(A) = \frac{k'b^2}{A^2} \sqrt{\frac{A^2}{b^2} - 1}, \quad (5.62)$$

где $k' = \frac{4U_1}{\pi b}$; b ; U_1 — параметры нелинейного элемента. Учтя k' в характеристике линейной части и введя относительную амплитуду согласно (5.62), получим

$$L_n(\bar{A}) = 20 \lg \frac{1}{(\bar{A})^2} \sqrt{(\bar{A})^2 - 1} \quad \text{при } \bar{A} > 1. \quad (5.63)$$

Согласно этому выражению на рис. 5.3, б построена логарифмическая амплитудно-частотная характеристика нелинейного элемента в зависимости от амплитуды входного сигнала. Как видно из этого рисунка, логарифм модуля амплитудной характеристики при увеличении амплитуды от 1 до $\sqrt{2}$ уменьшается, а при дальнейшем увеличении амплитуды — увеличивается. В соответствии с этим при амплитуде в пределах $1 \leq \bar{A} \leq \sqrt{2}$ ФГУ штрихуется снизу, а при амплитудах $\bar{A} \geq \sqrt{2}$ — сверху.

Логарифмические частотные характеристики нелинейного элемента с релейной характеристикой в зависимости от частоты представляют собой семейство прямых с параметром \bar{A} параллельных оси абсцисс. Для датчика положения с двухступенчатой характеристикой коэффициент гармонической линеаризации по первой ступени совпадает с коэффициентом для одноступенчатого, а при увеличении амплитуды до значений, превышающих вторую ступень, он равен

$$g(A) = \frac{k' b_1}{A} \left(\sqrt{1 - \frac{b_1^2}{A^2}} + \frac{U_2 - U_1}{U_1} \sqrt{1 - \frac{b_2^2}{A^2}} \right), \quad (5.64)$$

где $k' = \frac{4(U_2 - U_1)}{\pi(b_2 - b_1)}$; U_1, U_2, b_1, b_2 — параметры нелинейного элемента.

Тогда в относительных единицах логарифмическая амплитудно-частотная характеристика имеет вид

$$L_n(\bar{A}) = 20 \lg \frac{1}{A} \left[\sqrt{1 - \frac{1}{(\bar{A})^2}} + (\alpha - 1) \sqrt{1 - \left(\frac{\beta}{\bar{A}}\right)^2} \right], \quad (5.65)$$

где $\alpha = \frac{U_2}{U_1}$; $\beta = \frac{b_2}{b_1}$.

Эта характеристика при $\bar{A} \gg \beta$ имеет амплитуду

$$L_n(\bar{A}) = 20 \lg \frac{\alpha}{\bar{A}}, \quad (5.66)$$

которая проходит с наклоном + 20 дБ/декаду (см. рис. 5.3, б).

Динамические свойства системы регулирования положения при заданных параметрах линейной части определяются передаточным коэффициентом датчика положения. Значение передаточного коэффициента, при котором система находится на границе устойчивости, т. е. имеется одно периодическое решение системы уравнений (5.50), (5.51) назовем предельным.

Из анализа систем регулирования положения с релейными датчиками следует, что при $k = k_{нр}$ в системе возникают автоколебания с амплитудой $\bar{A} = \sqrt{2}$, при $k < k_{нр}$ система устойчива и при $k > k_{нр}$ система уравнений (5.50), (5.51) имеет два периодических решения, из которых решение, соответствующее значению амплитуды $\bar{A} = \sqrt{2}$, будет неустойчивым.

Так как рабочим режимом систем регулирования с датчиками положения релейного типа с зоной нечувствительности является автоколебательный режим ($k = k_{np}$), то пользуясь логарифмическими частотными характеристиками (см. рис. 5.3, б), можно определить значение предельного коэффициента датчика из соотношения

$$a = 20 \lg k_{np}, \quad (5.67)$$

где a — коэффициент, показывающий, на сколько необходимо сместить по оси ординат амплитудную характеристику линейной части системы, соответствующую $k = 1$, чтобы в системе возникли автоколебания.

По полученному значению k_{np} определяют параметры датчика положения с одноступенчатой характеристикой. Задавшись U_1 , из (5.62) определяют зону нечувствительности

$$b = \frac{4U_1}{\pi k_{np}}, \quad (5.68)$$

Тогда абсолютное значение амплитуды колебаний

$$A = \overline{A} \frac{4U_1}{\pi k_{np}}. \quad (5.69)$$

Если окажется, что при полученных значениях параметров датчика амплитуда автоколебаний подъемного сосуда будет превышать допустимую, то необходимо произвести синтез системы для повышения частоты автоколебаний.

Исследование системы регулирования положения показали, что система с одноступенчатым датчиком обеспечивает требуемую точность поддержания сосуда на заданном уровне. Однако в процессе загрузки сосуда может возникать значительная динамическая ошибка. Для ее уменьшения необходимо использовать датчик с двухступенчатой релейной характеристикой. При этом параметры датчика b_2 и U_2 выбираются так, чтобы амплитуда в установившемся режиме перекрывала только одну ступеньку, а передаточный коэффициент должен быть меньше k_{np} . Задавшись значением b_2 из (5.64), получим

$$U_2 \leq \frac{\pi k_{np} (b_2 - b_1)}{4} + U_1. \quad (5.70)$$

Исследование систем регулирования положения с одно- и двухступенчатыми релейными датчиками показало, что они удовлетворяют предъявляемым требованиям точности удержания сосуда около заданного положения.

Применение метода гармонической линеаризации с помощью ЛАЧХ позволяет исследовать вопросы устойчивости САУ—П с учетом упругости каната. На основе этого метода получены выражения, позволяющие определить как статические, так и динамические характеристики САУ—П.

Выполненное исследование САУ—П на устойчивость методом ЛАЧХ позволило выявить выражение для определения предельного значения передаточного коэффициента датчика положения $k_{д.п.р.}$.

5.3. Определение параметров датчика положения с линейной характеристикой

Наибольшее распространение и практическое применение находят системы регулирования положения подъемного сосуда на основе датчика положения с линейно-ограниченной характеристикой. Нормальный режим работы системы характерен тем, что регулирование происходит в зоне линейной части характеристики датчика. Следовательно, систему регулирования положения в целом можно анализировать как линейную. При этом динамические и статические свойства системы регулирования скорости, как звена в системе регулирования положения, предопределены, и при определении структуры и параметров контура регулирования положения систему регулирования скорости можно представить звеном с известными параметрами. В замкнутый контур регулирования положения входит механическая часть подъемной установки, приведенная структура которой представляет собой достаточно сложную, слабо демпфированную динамическую систему. Очевидно, что решение задачи по определению параметров и структуры контура регулирования положения без некоторых допущений и упрощений будет громоздким и сложным. В связи с этим целесообразно решать поставленную задачу в два этапа и ввести некоторые допущения. На первом этапе, приняв допущение безынерционности системы регулирования скорости, определяют коэффициент датчика положения. При этом необходимо рассмотреть вопрос определения передаточного коэффициента датчика применительно к статической и астатической системам регулирования скорости, так как обе эти системы находят применение на практике.

Процессы в системе регулирования положения, в которой механическая часть подъемной установки представлена двумя сосредоточенными массами с упругой связью, а также с учетом принятого допущения, описываются следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned} \mu_1 h_1 \rho^2 &= f_d(\rho) - \mu_k (h_1 - h_2); \\ \mu_2 h_2 \rho^2 &= \mu_k (h_1 - h_2) - \frac{\mu_2}{\beta} e^* \frac{1 - e^{-\rho \tau_2}}{\tau_2 \rho^2}; \\ f_d &= e - \rho h_1; \\ e &= k_d^* h_2 - \rho h_1 - \text{статическая САУ}; \\ e &= \frac{k_d^* h_2}{\rho} - h_1 - \text{астатическая САУ}. \end{aligned} \tag{5.71}$$

При этом принято, что загрузка сосуда осуществляется по линейному закону за время, равное τ_2 .

Структурные схемы систем регулирования положения представлены на рис. 5.4 и 5.5. Согласно этим схемам перемещения сосуда, происходящие в процессе загрузки, запишутся в следующем виде соответственно при астатической и статической системах регулирования скорости

$$h_1(p) = \frac{\left(\frac{\mu_1}{\mu_k} p^2 + \frac{1}{\mu_1} p + \frac{1}{\mu_k} + 1 \right) \frac{\mu_2}{\beta} g^*}{\left[\frac{\mu_1 \mu_2}{\mu_k} p^5 + \frac{\mu_2}{\mu_k} p_4 + \left(\frac{1}{\mu_k} + 1 \right) p^3 + p^2 + p + k_d^* \right]} \frac{1 - e^{-p\tau_2}}{\tau_2 p^2}; \quad (5.72)$$

$$h_2(p) = \frac{\left(\frac{\mu_1}{\mu_k} p^2 + \frac{2}{\mu_k} p + 1 \right) \frac{\mu_2}{\beta} g^*}{\left[\frac{\mu_1 \mu_2}{\mu_k} p^4 + \frac{\mu_2}{\mu_k} p^3 + p^2 + 2p + k_d^* \right]} \frac{1 - e^{-p\tau_2}}{\tau_2 p^2}. \quad (5.73)$$

Из этих выражений приближенное значение передаточного коэффициента датчика положения в зависимости от заданной точности удержания сосуда и времени его загрузки соответственно при астатической и статической системе регулирования скорости находят из выражений:

$$k_d^* = \frac{\left(1 + \frac{1}{\mu_k} \right) \mu_2 g^*}{\tau_2 h_2 \beta}; \quad (5.74)$$

$$k_d^* = \frac{\left(\tau_2 + \frac{2}{\mu_k} \right) \mu_2 g^*}{2\tau_2 h_2 \beta} \sqrt{\left[\frac{\left(\tau_2 + \frac{2}{\mu_k} \right) \mu_2 g^*}{2\tau_2 h_2 \beta} \right]^2 + \frac{2\mu_2 g^*}{\tau_2 h_2 \beta}}. \quad (5.75)$$

Так как оптимальное время загрузки сосуда и значения относительных масс однозначно зависят от высоты подъема, а также учтя, что $g^* = (gH_n/4200^2)$, то из выражений для k_d^* следует, что передаточный коэффициент датчика положения зависит только от высоты подъема. Графики зависимости относительного значения передаточного коэффициента датчика положения для различных типов подъемных установок приведены на рис. 5.6; они могут быть использованы в практике проектирования и расчета систем регулирования положения подъемного сосуда.

5.4. Исследование САУ—П при загрузке сосудов за оптимальное время

Для выявления характера изменения выходных параметров САУ—П исходная структурная схема (рис. 5.7, а) преобразовывается к виду, показанному на рис. 5.7, б.

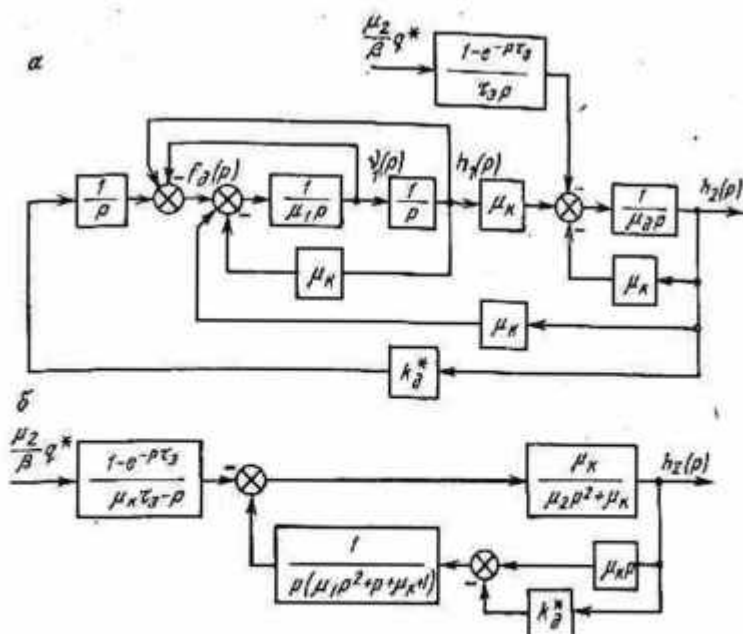


Рис. 5.4. Структурные схемы аstaticкой системы регулирования положения:

а — исходная; б — преобразованная

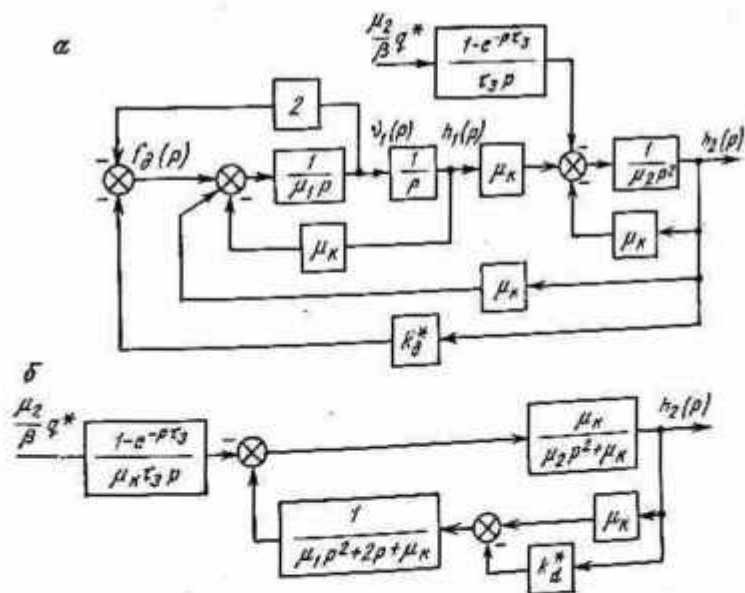


Рис. 5.5. Структурные схемы статической системы регулирования положения:

а — исходная; б — преобразованная

Для упрощения представления структурной схемы вводят обозначения передаточных функций в виде $W_i(p)$ и произведения коэффициентов этих функций:

$$S_1 = \theta_{\mu}^3 a_n^2 a_{\tau}; \quad S_3 = \theta_{\mu} a_n a_{\tau};$$

$$S_2 = \theta_{\mu}^2 a_n^2 a_{\tau}; \quad S_4 = S_3^2 a_c^2 b_{ce}$$

Для получения решений относительно Δh_3 и v_3 необходимо получить передаточную функцию системы в виде дробно-рационального отношения, представленного по степеням p . С этой целью выполняют свертывание структурной схемы в единый блок в следующем порядке (рис. 5.8):

$$W_9(p) = \frac{W_3(p)}{W_6(p) W_8(p) + 1}; \quad (5.76)$$

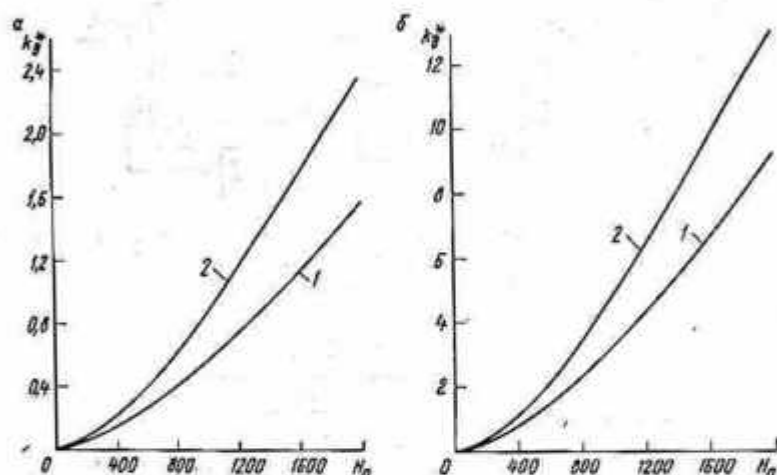


Рис. 5.6. Графики зависимости относительного значения передаточного коэффициента датчика положения для:
 а — аstaticеской САР скорости; б — staticеской САР скорости; 1 — клетевой подъем; 2 — скиповой подъем

$$W_{11}(p) = W_8(p) W_7(p) W_9(p) = \frac{W_5(p) W_6(p) W_7(p)}{W_3(p) W_8(p) + 1}; \quad (5.77)$$

$$W_{10}(p) = \frac{W_4(p)}{W_4(p) W_5(p) + 1} = \frac{W_4(p) [W_5(p) W_8(p) + 1]}{W_3(p) [W_4(p) + W_8(p) + 1]}; \quad (5.78)$$

$$W_{12}(p) = \frac{W_{10}(p)}{W_{10}(p) W_{11}(p) + 1} = \frac{W_4(p) [W_5(p) W_8(p) + 1]}{W_3(p) [W_4(p) + W_8(p)] + W_4(p) W_5(p) W_6(p) W_7(p)}; \quad (5.79)$$

$$W_{13}(p) = W_8(p) W_{11}(p) = \frac{W_5(p) W_6(p) W_7(p) W_8(p)}{W_3(p) W_8(p) + 1}; \quad (5.80)$$

$$W_{14}(\rho) = \frac{W_{12}(\rho)}{W_{12}(\rho) W_3(\rho) + 1} =$$

$$= \frac{W_4(\rho) [W_5(\rho) W_6(\rho) + 1]}{W_5(\rho) [W_4(\rho) + W_6(\rho)] + W_4(\rho) W_5(\rho) W_6(\rho) W_7(\rho) [W_8(\rho) + 1] + 1}; \quad (5.81)$$

$$W_{15}(\rho) = W_1(\rho) W_{13}(\rho) W_{14}(\rho) k_A^* =$$

$$= \frac{k_A^* W_1(\rho) W_4(\rho) W_5(\rho) W_6(\rho) W_7(\rho) W_8(\rho)}{W_3(\rho) [W_4(\rho) + W_6(\rho)] + W_4(\rho) W_5(\rho) W_6(\rho) W_7(\rho) [W_8(\rho) + 1] + 1}; \quad (5.82)$$

$$W_{16}(\rho) = \frac{W_{13}(\rho)}{W_{13}(\rho) W_{14}(\rho) + 1} = \frac{W_3(\rho) [W_5(\rho) [W_4(\rho) + W_6(\rho)] + 1]}{W_5(\rho) [W_4(\rho) + W_6(\rho)] + W_4(\rho) \times$$

$$\rightarrow \frac{+ W_4(\rho) W_5(\rho) W_6(\rho) W_7(\rho) [W_8(\rho) + 1] + 1}{\times W_5(\rho) W_6(\rho) W_7(\rho) [W_8(\rho) + 1] - W_3(\rho) W_4(\rho) [W_5(\rho) W_6(\rho) + 1] + 1}; \quad (5.83)$$

$$W_{17}(\rho) = \frac{W_2(\rho)}{W_2(\rho) W_{16}(\rho) + 1} = \frac{W_2(\rho) [W_5(\rho) [W_4(\rho) + W_6(\rho) + 1] +$$

$$\rightarrow \frac{+ W_4(\rho) W_5(\rho) W_6(\rho) W_7(\rho) [W_8(\rho) + 1] + 1 -}{\times (\rho) W_6(\rho) W_7(\rho) [W_8(\rho) + 1] + 1 + [1 - W_2(\rho) W_3(\rho)] -$$

$$\rightarrow \frac{- W_3(\rho) W_4(\rho) [W_5(\rho) W_6(\rho) + 1] + 1}{- W_3(\rho) W_4(\rho) [W_5(\rho) W_6(\rho) + 1]}; \quad (5.84)$$

$$W_{18}(\rho) = W_{15}(\rho) W_{16}(\rho) = \frac{k_A^* W_1(\rho) W_4(\rho) W_5(\rho) W_6(\rho) \times$$

$$\rightarrow \frac{\times W_7(\rho) W_8(\rho)}{\times (\rho) W_7(\rho) [W_8(\rho) + 1] W_3(\rho) W_4(\rho) [W_5(\rho) W_6(\rho) + 1] + 1}; \quad (5.85)$$

$$W_{\Delta k_2}(\rho) = \frac{\Delta k_2(\rho)}{U_{\text{нх}}(\rho)} = \frac{W_{17}(\rho)}{W_{17}(\rho) W_{18}(\rho) + 1} =$$

$$= \frac{W_2(\rho) [1 + W_5(\rho) [W_4(\rho) + W_6(\rho)] + W_4(\rho) W_5(\rho) W_6(\rho) W_7(\rho) \times$$

$$\rightarrow \frac{[1 + W_5(\rho) [W_4(\rho) + W_6(\rho)] + W_4(\rho) W_5(\rho) W_6(\rho) W_7(\rho) [1 + W_8(\rho)] \times$$

$$\rightarrow \frac{\times [1 + W_8(\rho)] - W_3(\rho) W_4(\rho) \times}{\times [1 - W_2(\rho) W_3(\rho)] - W_3(\rho) W_4(\rho) [1 + W_5(\rho) W_6(\rho)] -$$

$$\rightarrow \frac{\times [1 + W_5(\rho) W_6(\rho)]}{- k_A^* W_1(\rho) W_2(\rho) W_3(\rho) W_4(\rho) W_5(\rho) W_6(\rho) W_7(\rho) W_8(\rho)}; \quad (5.86)$$

При подстановке в (5.86) значений W_i и после соответствующих преобразований определяют передаточную функцию системы в виде дробно-рационального отношения, для которой входным парамет-

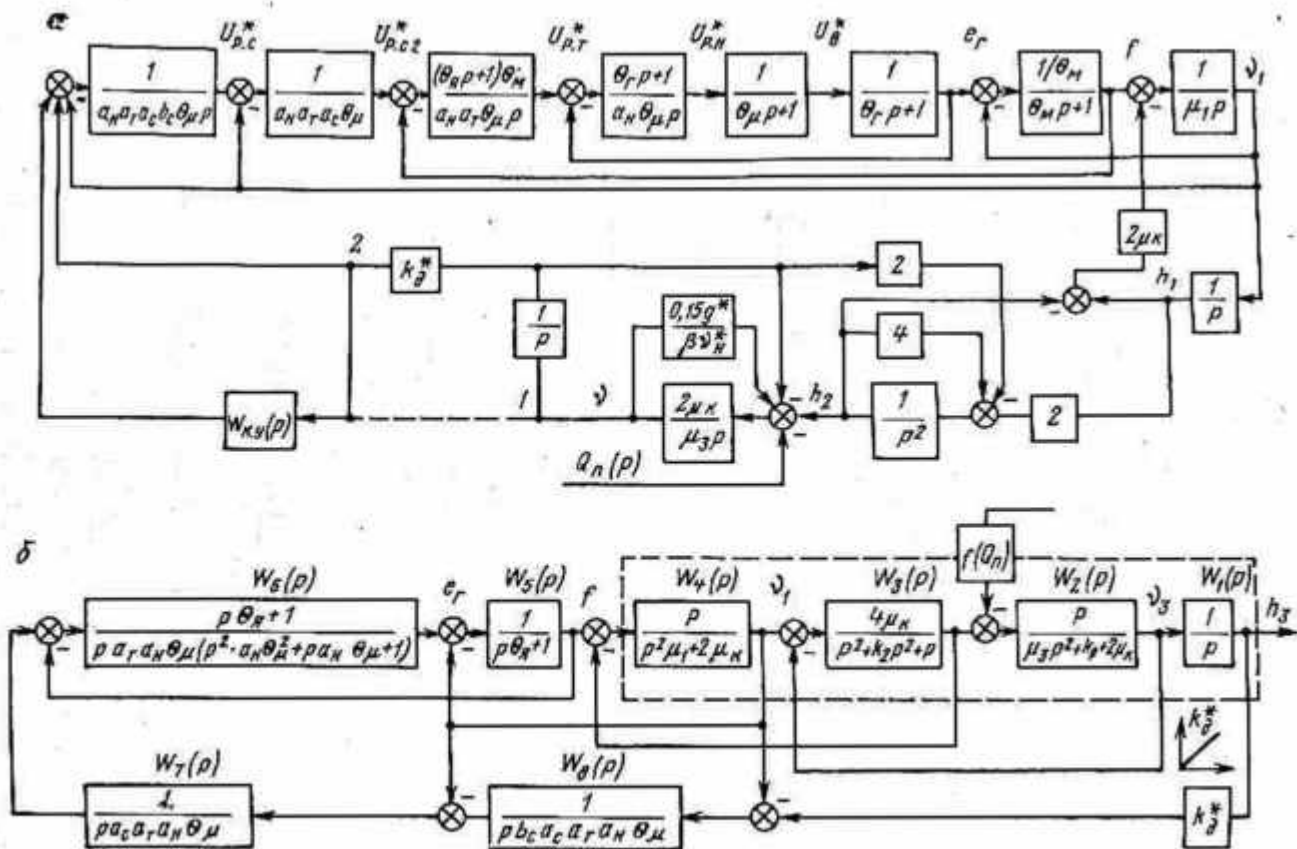


Рис. 5.7. Структурная схема САУ—П привода Г—Д с дополнительной корректирующей связью: а — исходная; б — преобразованная

ром является ступенчатое возмущающее воздействие, выходным параметром — ошибка по пути

$$W_{\Delta h_3}(p) = \Delta h_3(p)/U_{\text{вх}}(p) = \frac{p^8 S_{25} + p^8 S_{26} + p^7 S_{27} + p^6 S_{28} + p^6 S_{29} + p^4 S_{30} + p^3 S_{31} + p^{11} S_{13} + p^{10} S_{14} + p^9 S_{15} + p^8 S_{16} + p^7 S_{17} + p^6 S_{18} + p^5 S_{19} + p^4 S_{20} + p^2 S_{22} + p S_{23}}{p^3 S_{21} + p^2 S_{22} + p S_{23} + S_{24}} \quad (5.87)$$

и скорость перемещения нижнего сечения каната

$$W_{v_3}(p) = W_{\Delta h_3}(p)/W_1(p) = W_{\Delta h_3}(p) p = v_3(p)/U_{\text{вх}}(p) = \frac{p^{10} S_{25} + p^9 S_{26} + p^8 S_{27} + p^7 S_{28} + p^6 S_{29} + p^5 S_{30} + p^4 S_{31} + p^{12} S_{13} + p^{11} S_{14} + p^{10} S_{15} + p^9 S_{16} + p^8 S_{17} + p^7 S_{18} + p^6 S_{19} + p^5 S_{20} + p^3 S_{22} + p^2 S_{23}}{p^3 S_{21} + p^2 S_{22} + p S_{23} + S_{24}} \quad (5.88)$$

По передаточным функциям $W_{\Delta h_3}(p)$ и $W_{v_3}(p)$ можно получить переходные характеристики САУ—П при скачкообразном возмущающем воздействии. Если это воздействие изменяется по линейному закону с ограничением, то для его формирования используют функцию

$$W_3(p) = \frac{g^* \mu_3 t_6}{\beta (3 + 0,00375 H_n)} \frac{\exp(- (3 + 0,00375 H_n) / t_6) p - 1}{p} = \frac{S_8 \exp(-S_7 p) - 1}{S_7 p} \quad (5.89)$$

в которой $S_7 = \frac{g^* \mu_3}{\beta}$; $S_8 = \frac{(3 + 0,00375 H_n)}{t_6}$, где S_7 — постоянная времени звена загрузки, определяемая из графика, приведенного на рис. 4.17; S_8 — предельное значение возмущающего воздействия на систему; g^* — ускорение свободного падения.

Передаточные функции системы по Δh_3 , v_3 при линейно-ограниченном возмущающем воздействии определяют при перемножении:

$$W_{\Delta h_3}(p) = W'_{\Delta h_3}(p) W_3(p); \quad (5.90)$$

$$W_{v_3}(p) = W'_{v_3}(p) W_3(p) p. \quad (5.91)$$

Значения коэффициентов S_i в выражении (5.90) имеют вид:

$$\begin{aligned} S_{13} &= \mu_1 \mu_2 \theta_n S_1 S_4; \\ S_{14} &= \mu_1 \theta_n S_1 S_4 (\mu_2 k_2 + k_1) + \mu_1 \mu_2 S_4 (S_1 + S_2 \theta_n); \\ S_{15} &= \theta_n S_1 S_4 [2\mu_k \mu_2 + \mu_1 (4\mu_2 + k_1 k_2 + 2\mu_k)] + \mu_1 S_4 (S_1 + S_2 \theta_n) \times \\ &\quad \times (\mu_2 k_2 + k_1) + \mu_1 \mu_2 S_4 (S_2 + \theta_n S_3) + \mu_2 S_1 S_4; \\ S_{16} &= \theta_n S_1 S_4 [2\mu_k (\mu_2 k_2 + k_1) + \mu_1 (4k_1 + 2\mu_k k_2)] + S_4 (S_1 + S_2 \theta_n) \times \\ &\quad \times [2\mu_k \mu_2 + \mu_1 (4\mu_2 + k_1 k_2 + 2\mu_k)] + \mu_1 S_4 (S_2 + \theta_n S_3) (\mu_2 k_2 + k_1) + \end{aligned}$$

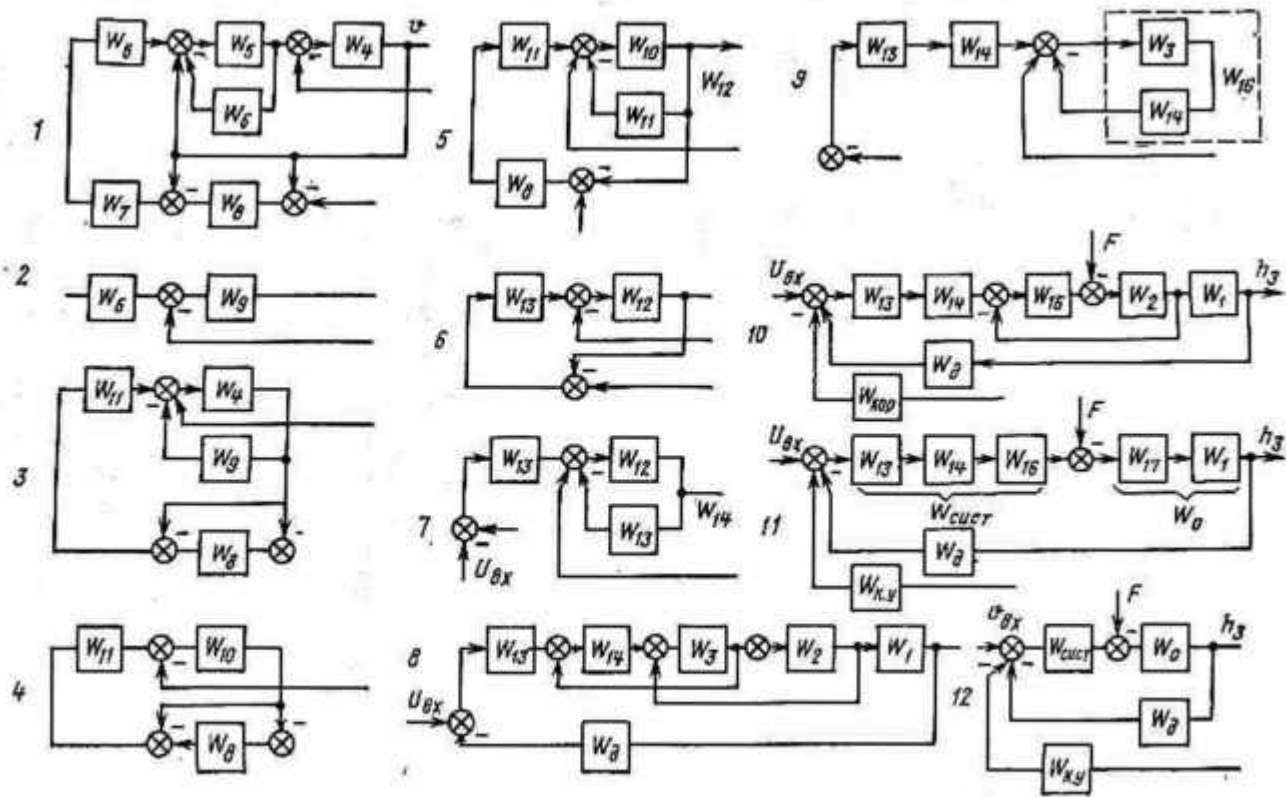


Рис. 5.8. Структурные преобразования САУ—П

$$+ \mu_1 \mu_3 S_4 (\theta_n + S_3) + S_1 S_2 (\mu_3 k_2 + k_1) + \mu_3 S_2 S_4;$$

$$S_{17} = \theta_n S_1 S_4 [4\mu_n \mu_1 + 2\mu_n (2\mu_3 + k_1 k_2 + 2\mu_n)] + S_4 (S_1 + S_2 \theta_n) \times \\ \times [2\mu_n (\mu_3 k_2 + k_1) + \mu_1 (4k_1 + 2\mu_n k_2)] + S_4 (S_2 + \theta_n S_3) [2\mu_n \mu_3 + \\ + \mu_3 (4\mu_3 + k_1 k_2 + 2\mu_n)] + \mu_1 S_4 (2 + S_3) (\mu_3 k_2 + k_1) + \mu_1 \mu_3 S_4 + \\ + S_1 S_4 (4\mu_3 + k_1 k_2 + 2\mu_n) + S_2 S_4 (\mu_3 k_2 + k_1) + \mu_3 S_3 (S_4 + \theta_n a c b c);$$

$$S_{18} = 2\mu_n \theta_n S_1 S_4 (2k_1 + 2\mu_n k_2) + S_4 (S_1 + S_2 \theta_n) [4\mu_n \mu_1 + 2\mu_n (2\mu_3 + \\ + k_1 k_2 + 2\mu_n)] + S_4 (S_2 + S_3 \theta_n) [2\mu_n (\mu_3 k_2 + k_1) + \mu_1 (4k_1 + 2\mu_n k_2)] + \\ + S_4 (\theta_n + S_3) [2\mu_n \mu_3 + \mu_1 (4\mu_3 + k_1 k_2 + 2\mu_n)] + \mu_1 S_4 (\mu_3 k_2 + k_1) + \\ + S_1 S_4 (4k_1 + 2\mu_n k_2) + S_2 S_4 (4\mu_3 + k_1 k_2 + 2\mu_n) + S_3 (S_4 + 2a c b c) \times \\ \times (\mu_3 k_2 + k_1) + \mu_3 (\theta_n + S_3 a c b c);$$

$$S_{19} = 2\mu_n S_4 (S_1 + S_2 \theta_n) (2k_1 - 2\mu_n k_2) + S_4 (S_2 + \theta_n S_3) [4\mu_n \mu_1 + 2\mu_n (2\mu_3 + \\ + k_1 k_2 + 2\mu_n)] + S_4 (\theta_n + S_3) [2\mu_n (\mu_3 k_2 + k_1) + \mu_1 (4k_1 + 2\mu_n k_2)] + \\ + S_4 [2\mu_3 \mu_n + \mu_1 (4\mu_3 + k_1 k_2 + 2\mu_n)] + 4\mu_n S_1 S_4 + S_2 S_4 (4k_1 + 2\mu_n k_2) + \\ + S_3 (S_4 + \theta_n a c b c) (4\mu_3 + k_1 k_2 + 2\mu_n) + (\mu_3 k_2 + k_1) (\theta_n + S_3 a c b c) + \mu_3;$$

$$S_{20} = 2\mu_n S_4 (S_2 + 2S_3) (2k_1 + 2\mu_n k_2) + S_4 (\theta_n + S_3) (4\mu_n \mu_1 + 2\mu_n [2\mu_3 + \\ + k_1 k_2 + 2\mu_n]) + S_4 [2\mu_n (k_1 \mu_3 + k_2) + \mu_1 (4k_1 + 2\mu_n k_2)] + 4\mu_n S_2 S_4 + \\ + S_3 (S_4 + \theta_n a c b c) (4k_1 + 2\mu_n k_2) + (\theta_n + S_3 a c b c) \times \\ \times (4\mu_3 + k_1 k_2 + 2\mu_n) + \mu_3 k_2 + k_1;$$

$$S_{21} = 2\mu_n S_4 (\theta_n + S_3) (2k_1 + 2\mu_n k_2) + S_4 [4\mu_n \mu_1 + 2\mu_n (2\mu_3 + k_1 k_2 + 2\mu_n)] + \\ + 4\mu_n (S_3 S_4 + S_4 \theta_n a c b c) + (\theta_n + S_3 a c b c) (4k_1 + 2\mu_n k_2) + 4\mu_3 + k_1 k_2 + 2\mu_n;$$

$$S_{22} = 2\mu_n S_4 (2k_1 + 2\mu_n k_2) + 4\mu_n (\theta_n + S_3 a c b c) + 4k_1 + 2\mu_n k_2;$$

$$S_{23} = 4\mu_n (1 + \theta_n k_n^*);$$

$$S_{24} = 4\mu_n k_n^*;$$

$$S_{25} = \mu_1 S_1 S_4 \theta_n;$$

$$S_{26} = \mu_1 S_4 (S_1 + \theta_n S_2) + k_2 \mu_1 \theta_n S_1 S_4;$$

$$S_{27} = \mu_1 S_4 (S_2 + \theta_n S_3) + k_2 \mu_1 S_4 (S_1 + \theta_n S_2) + \theta_n S_1 S_4 (4\mu_1 + 2\mu_n) + S_1 S_4;$$

$$S_{28} = \mu_1 S_4 (\theta_n + S_3) + k_2 \mu_1 S_4 (S_2 + \theta_n S_3) +$$

$$+ S_4 (S_1 + \theta_n S_2) (4\mu_1 + 2\mu_n) + 2\mu_n k_2 \theta_n S_1 S_4 + S_2 S_4 + k_2 S_1 S_4;$$

$$S_{29} = \mu_1 S_4 + k_2 \mu_1 S_4 (\theta_n + S_3) + S_4 (S_2 +$$

$$+ \theta_n S_3) (4\mu_1 + 2\mu_n) + 2\mu_n k_2 S_4 (S_1 + \theta_n S_2) +$$

$$+ 4\mu_n \theta_n S_1 S_4 + S_3 (S_4 + \theta_n a c b c) + k_2 S_2 S_4 + 4S_1 S_4;$$

$$S_{30} = k_2 \mu_1 S_4 + S_4 (\theta_n + S_3) (4\mu_1 + 2\mu_n) + 2\mu_n k_2 S_4 (S_2 + \theta_n S_3) +$$

$$+ 4\mu_n S_4 (S_1 + \theta_n S_2) + (\theta_n + S_3 a c b c) + k_2 (S_3 S_4 + S_3 a c b c \theta_n) + 4S_2 S_4;$$

$$S_{31} = S_4 (4\mu_1 + 2\mu_n) + 2\mu_n k_2 S_4 (\theta_n + S_3) + 4\mu_n S_4 (S_2 + \theta_n S_3) +$$

$$+ 1 + k_2 (\theta_n + S_3 a c b c) + 4 (S_3 S_4 + S_3 \theta_n a c b c);$$

$$S_{32} = 2\mu_n k_2 S_4 + 4\mu_n S_4 (\theta_n + S_3) + k_2 + 4 (\theta_n + S_3 a c b c);$$

$$S_{33} = 4 (1 + \mu_n S_4).$$

Значение коэффициента k_2 при определении S_i можно принять равным нулю, если не учитывать внутреннее трение в канате.

Для решения передаточных функций на ЭЦВМ обозначают $p = j\omega$. Затем выделяют вещественную и мнимую части из

$$W_{\Delta h_2}(j\omega) = W'_{\Delta h_2}(j\omega) W_3(j\omega):$$

$$W_{\Delta h_2}(j\omega) = \frac{(\omega^6 S_{26} - \omega^8 S_{28} + \omega^4 S_{30} - \omega^2 S_{32}) +}{(-\omega^{10} S_{14} + \omega^8 S_{16} - \omega^6 S_{18} + \omega^4 S_{20} -$$

$$\rightarrow \frac{+ j(\omega^9 S_{25} - \omega^7 S_{27} + \omega^5 S_{29} - \omega^3 S_{31} + \omega S_{33}) \times}{- \omega^2 S_{22} + S_{24}) + j(-\omega^{11} S_{13} + \omega^9 S_{15} - \omega^7 S_{17} +$$

$$\rightarrow \frac{\times S_8 [\sin \omega S_4 + j(1 - \cos \omega S_7)]}{+ \omega^5 S_{19} - \omega^3 S_{21} + \omega S_{23}) S_7 (-\omega)}, \quad (5.92)$$

которые соответственно равны:

$$P(\omega) = \frac{[(\sin \omega S_7) | -\omega^{10} S_{14} + \omega^8 S_{16} - \omega^6 S_{18} + \omega^4 S_{20} - \omega^2 S_{22} + S_{24} \times}{\omega S_7 [(-\omega^{10} S_{14} + \omega^8 S_{16} - \omega^6 S_{18} + \omega^4 S_{20} - \omega^2 S_{22} + S_{24})^2 +$$

$$\rightarrow \frac{\times (\omega^6 S_{26} - \omega^8 S_{28} + \omega^4 S_{30} - \omega^2 S_{32}) + (-\omega^{11} S_{13} + \omega^9 S_{15} - \omega^7 S_{17} + \omega^5 S_{19} +$$

$$\rightarrow \frac{+ (\omega^{11} S_{13} + \omega^9 S_{15} - \omega^7 S_{17} + \omega^5 S_{19} - \omega^3 S_{21} + \omega S_{23})^2]}{+ \omega^2 S_{21} + \omega S_{23}) (\omega^9 S_{25} - \omega^7 S_{27} + \omega^5 S_{29} - \omega^3 S_{31} + \omega S_{33})] + (1 - \cos S_7 \omega) \times$$

$$\rightarrow \frac{1}{\times [(-\omega^{10} S_{14} + \omega^8 S_{16} - \omega^6 S_{18} + \omega^4 S_{20} - \omega^2 S_{22} + S_{24}) (\omega^9 S_{25} - \omega^7 S_{27} + \omega^5 S_{29} -$$

$$\rightarrow \frac{1}{- \omega^2 S_{21} + \omega S_{23}) - (\omega^8 S_{26} - \omega^6 S_{28} + \omega^4 S_{30} - \omega^2 S_{32}) (-\omega^{11} S_{13} + \omega^9 S_{15} -$$

$$\rightarrow \frac{1}{- \omega^7 S_{17} + \omega^5 S_{19} - \omega^3 S_{21} + \omega S_{23})]}; \quad (5.93)$$

$$Q(\omega) = \frac{[(\sin \omega S_7) [(-\omega^{10} S_{14} + \omega^8 S_{16} - \omega^6 S_{18} + \omega^4 S_{20} - \omega^2 S_{22} + S_{24}) \times}{\omega S_7 [(-\omega^{10} S_{14} + \omega^8 S_{16} - \omega^6 S_{18} + \omega^4 S_{20} - \omega^2 S_{22} + S_{24})^2 +$$

$$\rightarrow \frac{\times (\omega^6 S_{26} - \omega^8 S_{28} + \omega^4 S_{30} - \omega^2 S_{32}) - (\omega^8 S_{26} - \omega^6 S_{28} + \omega^4 S_{30} -$$

$$\rightarrow \frac{+ (-\omega^{11} S_{13} + \omega^9 S_{15} - \omega^7 S_{17} + \omega^5 S_{19} - \omega^3 S_{21} + \omega S_{23})^2]}{- \omega^2 S_{32}) (-\omega^{11} S_{13} + \omega^9 S_{15} - \omega^7 S_{17} + \omega^5 S_{19} + \omega^3 S_{21} + \omega S_{23})] -$$

$$\rightarrow \frac{1}{- (1 - \cos \omega S_7) [(-\omega^{10} S_{14} + \omega^8 S_{16} - \omega^6 S_{18} + \omega^4 S_{20} - \omega^2 S_{22} + S_{24}) \times$$

$$\rightarrow \frac{1}{\times (\omega^6 S_{26} - \omega^8 S_{28} + \omega^4 S_{30} - \omega^2 S_{32}) + (-\omega^{11} S_{13} + \omega^9 S_{15} - \omega^7 S_{17} + \omega^5 S_{19} -$$

$$\rightarrow \frac{1}{- \omega^3 S_{21} + \omega S_{23}) (\omega^9 S_{25} - \omega^7 S_{27} + \omega^5 S_{29} - \omega^3 S_{31} + \omega S_{33})]}. \quad (5.94)$$

Аналогичные преобразования выполняют и для $W_{v_2}(j\omega)$, получая при этом $P'(\omega)$ и $Q'(\omega)$.

С помощью выражений

$$L(\omega) = 20 \lg \sqrt{P^2(\omega) + Q^2(\omega)}; \quad (5.95)$$

$$\varphi(\omega) = \operatorname{arctg}[Q(\omega)/P(\omega)] \quad (5.96)$$

можно получить логарифмические частотные характеристики САУ—П и оценить устойчивость работы системы привода.

Используя метод трапецеидальных вещественных частотных характеристик, по значению $P(\omega)$ и $P'(\omega)$ рассчитывают переходные процессы по $\Delta h_3(t)$ и $v_3(t)$. Характер изменения $\Delta h_3(t)$ при мгновенной загрузке приведен на рис. 5.9. Процессы в САУ—П получены при настройке ее регуляторов $b_c = a_c = a_r = a_n = 2$ и значении постоянных времени $T_m = 1,0$ с; $T_r = 1,5$ с; $T_n = 0,03$ с; $T_\mu = 0,03$ с. Значение коэффициента датчика положения принималось из графика (см. рис. 5.6) в зависимости от высоты подъема.

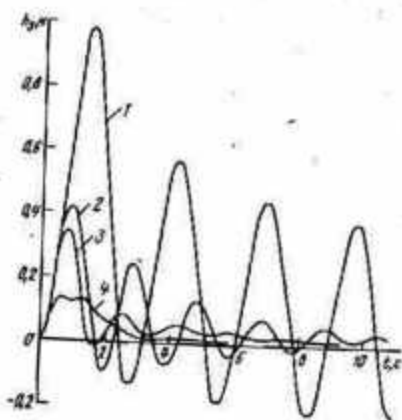


Рис. 5.9. Графики перемещения сосуда при мгновенной загрузке для высоты подъема:

1 — 1500 м; 2 — 700 м; 3 — 500 м; 4 — 200 м

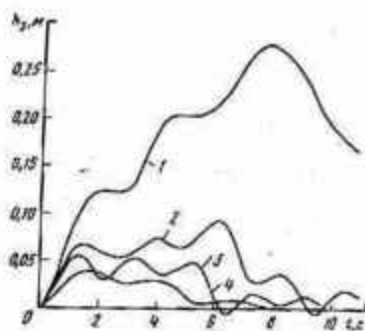


Рис. 5.10. Графики перемещения сосуда при загрузке за оптимальное время для высоты подъема:

1 — 1500 м; 2 — 700 м; 3 — 500 м; 4 — 200 м

Из рассчитанных зависимостей изменения Δh_3 следует, что переходные процессы при ступенчатом воздействии усилия на сосуд (при его загрузке) имеют колебательный характер с достаточно большим временем затухания. При $H_n = 1500$ м колебания затухают через 30—35 с. Максимальное отклонение подъемного сосуда от заданного уровня для высот подъема 200 м, 500 м и 1500 м соответственно составляет 12 см, 45 см и 97,5 см. Количественные результаты показывают, что нормальный процесс загрузки при ступенчатом ее изменении возможно осуществить для небольших высот подъема (до 200 м). Причем, такой вывод справедлив только для скиповых подъемных установок.

Значительное снижение отклонения сосуда от заданного уровня обеспечивается при линейном характере загрузки за оптимальное время. Такие процессы для различных высот подъема приведены на рис. 5.10, на котором максимальное отклонение сосуда соответствует высоте подъема 1500 м и составляет 25,6 см. При этом время регулирования превышает 15 с.

При линейном характере загрузки становится возможным применение САУ—П не только для регулирования положения сосуда на скиповых подъемах, но и клетевых.

Вместе с тем, значение высоты подъема, до которой САУ—Г, обеспечивает требуемое качество управления положением, ограничивается 500 м. Для H_n более указанного значения отклонение сосуда превышает допустимое, а сам процесс загрузки происходит со значительными колебаниями.

5.5. Синтез системы автоматического управления положением подъемных сосудов глубоких шахт аналитическим методом

Определив значение передаточного коэффициента датчика при упрощенной структуре системы регулирования скорости, необходимо провести анализ системы регулирования положения с учетом полной структуры системы регулирования скорости и при необходимости произвести синтез корректирующих обратных связей для удовлетворения требований по качеству регулирования. Именно в этом и заключается второй этап (первый этап см. в 5.3) решения задачи по определению параметров и структуры контура регулирования положения сосуда. В 5.4 были рассчитаны зависимости перемещения сосуда в функции времени при различных значениях высоты подъема. При этом усилие от загружаемого груза задавалось в форме ступенчатой функции, а масса концевого груза принималась постоянной. Из графиков рассчитанных зависимостей следует, что процессы носят колебательный характер и обеспечить удержание сосуда на заданном уровне в данном случае невозможно. Если даже учесть, что при вкатывании вагонетки усилие от ее веса имеет форму двухступенчатой функции, то и в этом случае при высотах подъема, превышающих 200 м, возникают недопустимые перемещения. Это свидетельствует о том, что при «плавающей подвеске сосуда» усилие от веса загружаемого или разгружаемого груза должно изменяться в функции времени, и характер этого изменения должен соответствовать минимуму амплитуды колебаний подъемного сосуда. Как показано ранее, это достигается в случае обеспечения линейного закона изменения усилия в интервале оптимального времени загрузки. Применительно к скиповым подъемным установкам это усилие реализуется просто при расчете и проектировании дозаторно-загрузочного устройства, а применительно к клетевым подъемным установкам необходимо принять дополнительные меры, обеспечивающие плавное изменение во времени усилия от закаты-

заемой или выкатываемой вагонетки. Наиболее просто это реализуется при наличии качающихся площадок в местах загрузки и разгрузки клетки.

Результаты исследования системы регулирования положения сосуда при изменении усилия от загружаемого груза по линейному закону

$$f_n(p) = \frac{H_3}{\beta} q^* \frac{1 - e^{-p\tau_3}}{\tau_3 p^2} \quad (5.97)$$

иллюстрируются графиками зависимостей перемещения сосуда в функции времени при различных высотах подъема и соответствующих им оптимальных значениях времени загрузки сосуда (см. рис. 5.10).

Анализ полученных результатов показывает, что и в этом случае удовлетворительные результаты по точности удержания сосуда при его загрузке по линейному закону обеспечиваются при высотах подъема, не превышающих 500 м. Следовательно, при больших высотах только одна жесткая обратная связь по положению сосуда через датчик положения оказывается недостаточной и необходимо ввести дополнительные корректирующие связи, обеспечивающие требуемое качество регулирования, т. е. необходимо выполнить синтез системы для определения структуры и параметров корректирующих связей.

Учитывая сложность структуры нескорректированной системы, синтез системы регулирования целесообразно выполнить аналитическим методом на основе желаемой передаточной функции.

При этом нецелесообразно применение последовательных корректирующих звеньев и резонансных фильтров из-за изменения в процессе работы высоты подъема и параметров объекта регулирования.

Структуру корректирующей связи следует определять из условия желаемого переходного процесса по скорости перемещения сосуда, т. е. из условия удовлетворения заданных требований (порядок астатизма, допустимое перерегулирование, время регулирования). При таком подходе обеспечивается демпфирование колебаний в скорости перемещения сосуда, что и приведет к снижению ошибки при регулировании положения сосуда. Желаемая передаточная функция определяется по нормированной с использованием теоремы масштабов, а также по степеням полиномов числителя m_1

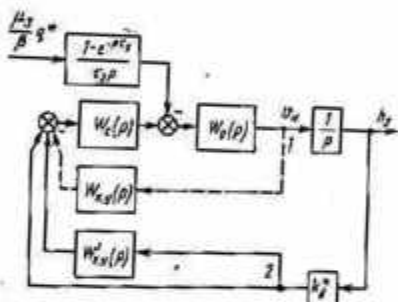


Рис. 5.11. Расчетная структурная схема системы регулирования положения

и знаменателя n_1 передаточной функции нескорректированной системы.

Для определения степеней полиномов m_1 и n_1 и передаточной функции исходной системы ее структурную схему (см. рис. 5.7) приведем к виду (рис. 5.11). В этой схеме $W_c(p)$ и $W_o(p)$ — формальные передаточные функции системы и объекта, а $W_{к.у}(p)$ — передаточная функция корректирующего устройства, подлежащая определению. В форме дробно-рационального отношения передаточные функции запишем в виде

$$W_c(p) = \frac{A(p)}{pB(p)}; \quad (5.98)$$

$$W_o(p) = \frac{pA'(p)}{B'(p)}; \quad (5.99)$$

где

$$A(p) = \sum_{i=0}^1 A_i p^i; \quad B(p) = \sum_{i=0}^8 B_i p^i;$$

$$B'(p) = \sum_{i=0}^{10} B'_i p^i; \quad A'(p) = B(p).$$

В этих выражениях коэффициенты соответствующих полиномов равны:

$$A_1 = 4\mu_k \theta_n;$$

$$A_0 = 4\mu_k;$$

$$A'_8 = \mu_1 \theta_n S_1 S_4;$$

$$A'_7 = \mu_1 \theta_n S_n (S_2 + k_2 S_1) + \mu_1 S_1 S_4;$$

$$A'_6 = \mu_1 \theta_n S_4 (4S_1 + k_2 S_2 + S_3) + \mu_1 S_4 (S_2 + k_2 S_1) + S_1 S_4 (S_0 + 2\mu_k \theta_n);$$

$$A'_5 = \mu_1 \theta_n S_4 (4S_2 + k_2 S_3) + \mu_1 S_4 (4S_1 + k_2 S_2 + S_3) + S_4 (S_0 + 2\mu_k \theta_n) \times (S_2 + k_2 S_1) + 2\mu_k S_1 S_4 + \mu_1 S_4 \theta_n;$$

$$A'_4 = 4\mu_1 \theta_n S_3 S_4 + \mu_1 S_4 (4S_2 + k_2 S_3) + S_4 (S_0 + 2\mu_k \theta_n) (4S_1 + k_2 S_2 + S_3) + 2\mu_k S_4 (S_2 + k_2 S_1) + \mu_1 S_4 (1 + k_2 \theta_n) + S_3 b_c a_c \theta_n - 4\mu_k S_1 S_4 \theta_n;$$

$$A'_3 = 4\mu_1 S_3 S_4 + S_4 (S_0 + 2\mu_k \theta_n) (4S_2 + k_2 S_3) + 2\mu_k S_4 (4S_1 + k_2 S_2 + S_3) + \mu_1 S_4 (k_2 + 4\theta_n) + S_3 b_c a_c (1 + k_2 \theta_n) + \theta_n (1 + 2\mu_k S_4) - 4\mu_k S_4 (S_1 + S_2 \theta_n);$$

$$A'_2 = 4S_3 S_4 (S_0 + 2\mu_k \theta_n) + 2\mu_k S_4 (4S_2 + k_2 S_3) + 4\mu_1 S_4 + S_3 b_c a_c (k_2 + 4\theta_n) + (1 + k_2 \theta_n) \times (1 + 2\mu_k S_4) - 4\mu_k S_4 (S_2 + S_3 \theta_n);$$

$$A'_1 = 8\mu_k S_3 S_4 + 4S_3 b_c a_c + (k_2 + 4\theta_n) \times$$

$$\times (1 + 2\mu_K S_0) - 4\mu_K S_4 (S_2 + \theta_n);$$

$$A'_0 = 4(1 + \mu_K S_4);$$

$$B'_{10} = \mu_1 \mu_3 S_1 S_4 \theta_n;$$

$$B'_9 = \mu_1 \mu_3 S_4 (S_1 + S_2 \theta_n) + \mu_1 S_1 S_4 \theta_n (k + k_2 \mu_3);$$

$$B'_8 = \mu_1 \mu_3 S_4 (S_2 + S_3 \theta_n) + 2\mu_K \mu_3 S_1 S_4 \theta_n + \\ + \mu_3 S_1 S_4 S_0 + \mu_1 S_4 (S_1 + S_2 \theta_n) (k + \mu_3 k_2) + \\ + \mu_1 S_1 S_4 \theta_n (2\mu_K + k k_2 + 4\mu_3);$$

$$B'_7 = \mu_1 \mu_3 S_4 (S_3 + \theta_n) + 2\mu_K \mu_3 S_4 (S_1 + S_2 \theta_n) + \\ + \mu_3 S_2 S_4 S_0 + (k + \mu_3 k_2) [\mu_1 S_4 (S_2 + S_3 \theta_n) + 2\mu_K S_1 S_4 \theta_n + S_1 S_4 S_0] + \\ + \mu_1 S_4 (S_1 + S_2 \theta_n) [(2\mu_K + k k_2 + 4\mu_3) + \mu_1 S_1 S_4 \theta_n (2\mu_K k_2 + 4k)];$$

$$B'_6 = \mu_1 \mu_3 S_4 + 2\mu_K \mu_3 S_4 (S_2 + S_3 \theta_n) + S_3 S_4 S_0 \mu_3 + \\ + \mu_3 \theta_n S_3 b c a c + (k + \mu_3 k_2) [\mu_1 S_4 (S_3 + \theta_n) + 2\mu_K S_4 (S_1 + S_2 \theta_n) + S_2 S_4 S_0] + \\ + (2\mu_K + k k_2 + 4\mu_3) [\mu_1 S_4 (S_2 + S_3 \theta_n) + 2\mu_K S_1 S_4 \theta_n + \\ + S_1 S_4 S_0] + \mu_1 S_4 (S_2 + S_3 \theta_n) (2\mu_K k_2 + 4k) + \\ + 4\mu_K \mu_1 S_1 S_4 \theta_n - 4\mu_K \mu_3 S_1 S_4 \theta_n;$$

$$B'_5 = 2\mu_K \mu_3 S_4 (S_3 + \theta_n) + \mu_3 \theta_n + \mu_3 S_3 b c a c + \\ + (k + \mu_3 k_2) [\mu_1 S_4 + 2\mu_K S_4 (S_2 + S_3 \theta_n) + \\ + S_3 S_4 S_0 + S_3 b c a c \theta_n] + (2\mu_K + k k_2 + 4\mu_3) \times$$

$$\times [\mu_1 S_4 (S_3 + \theta_n) + 2\mu_K S_4 (S_1 + S_2 \theta_n) + S_2 S_4 S_0] + \\ + (2\mu_K k_2 + 4k) [\mu_1 S_1 (S_2 + S_3 \theta_n) + 2\mu_K S_1 S_4 \theta_n + \\ + S_1 S_4 S_0] + 4\mu_K \mu_1 S_1 (S_1 + S_2 \theta_n) - 4\mu_K S_4 [\mu_3 (S_1 + S_2 \theta_n) + k S_1 \theta_n];$$

$$B'_4 = \mu_3 (1 + 2\mu_K S_4) + (k + \mu_3 k_2) [2\mu_K S_4 (S_3 + \\ + \theta_n) + \theta_n + S_3 b c a c] + (2\mu_K + k k_2 + 4\mu_3) [\mu_1 S_4 + 2\mu_K S_4 (S_2 + S_3 \theta_n) + \\ + S_3 S_4 S_0 + S_3 b c a c \theta_n] + (2\mu_K k_2 + 4k) [\mu_1 S_4 (S_2 + \theta_n) + \\ + 2\mu_K S_4 (S_1 + S_2 \theta_n) + S_2 S_4 S_0] + 4\mu_K [\mu_1 S_4 (S_2 + S_3 \theta_n) + \\ + 2\mu_K S_1 S_4 \theta_n + S_1 S_4 S_0] - 4\mu_K S_4 [\mu_3 (S_2 + S_3 \theta_n) + k (S_1 + S_2 \theta_n) + 2\mu_K S_1 \theta_n];$$

$$B'_3 = (k + \mu_3 k_2) (1 + 2\mu_K S_4) + (2\mu_K + k k_2 + 4\mu_3) \times \\ \times [2\mu_K S_4 (S_3 + \theta_n) + \theta_n + S_3 b c a c + (2\mu_K k_2 + 4k) + \\ \times [\mu_1 S_4 + 2\mu_K S_4 (S_2 + S_3 \theta_n) + S_3 S_4 S_0 + S_3 b c a c \theta_n] +$$

$$+ 4\mu_K [\mu_1 S_4 (S_3 + \theta_n) + 2\mu_K S_4 (S_1 + S_2 \theta_n) + \\ + S_2 S_4 S_0] - 4\mu_K S_4 [\mu_3 (S_3 + \theta_n) + k (S_2 + S_3 \theta_n) + 2\mu_K (S_1 + S_2 \theta_n)];$$

$$B'_2 = 4\mu_K S_4 [\mu_1 + \mu_K + \mu_3 + 0.5k k_2 + S_3 S_0 + \\ + (S_3 + \theta_n) (k + \mu_K k_2)] + 2S_3 b c a c (\mu_3 k + 2k + \\ + 2\mu_3 \theta_n) + 2\mu_K (1 + k_2 \theta_n) + k k_2 + 4\mu_3 + 4k \theta_n;$$

$$B'_1 = 4\mu_k (0,5k_2 + \mu_k k_2 S_4 + kS_4 + \theta_n + S_3 b_c a_c) + 4k;$$

$$B'_0 = 4\mu_k;$$

$$S_1 = \theta_n^3 a_n^2;$$

$$S_2 = \theta_n^2 a_n^2;$$

$$S_3 = \theta_n a_n^2;$$

$$S_4 = S_3^2 b_c a_c^2;$$

$$S_0 = \frac{1}{\theta_n}.$$

Передаточная функция нескорректированной системы

$$W_{н.с}(p) = W_c(p) W_0(p) = \frac{A(p)}{B'(p)} = \frac{\sum_{n=0}^1 A_n p^n}{\sum_{n=0}^{10} B'_n p^n}. \quad (5.100)$$

Проектируемая система регулирования должна обладать астатизмом первого порядка ($\lambda = 1$), следовательно, степени полиномов числителя и знаменателя исходной нормированной, а значит и желаемой передаточной функции соответственно равны

$$m = \lambda - 1 = 0;$$

$$n = n_1 - m_1 + \lambda - 1 = 9.$$

Тогда нормированная передаточная функция

$$W_n(p) = \frac{1}{\sum_{i=0}^9 N_i p^i}. \quad (5.101)$$

Так как система при высоком быстродействии должна обеспечить минимальное перерегулирование, то распределение полюсов нормированной передаточной функции выбирают из условия критического затухания переходного процесса. Тогда коэффициенты полинома знаменателя нормированной передаточной функции N_i определяют из выражения

$$(p + \Omega_{0,5}) \prod_{i=0}^4 (p^2 + 2\xi_i \Omega_{0i} p + \Omega_{0i}^2) = \sum_{i=0}^9 N_i p^i. \quad (5.102)$$

Для удовлетворения предъявляемых требований необходимо, чтобы $\xi_i = 0,75$; $\Omega_i = 1$.

Тогда из (5.102) получаем следующие численные значения коэффициентов: $N_9 = 1$; $N_8 = 7$; $N_7 = 23,5$; $N_6 = 53,5$; $N_5 = 60,25$; $N_4 = 60,25$; $N_3 = 53,5$; $N_2 = 23,5$; $N_1 = 7$; $N_0 = 1$.

Для нормированной переходной функции

$$x_n(t) = L^{-1} \frac{1}{p} W_n(p) \quad (5.103)$$

при указанных значениях коэффициентов знаменателя нормированное время $t_n = 13$ с.

Масштаб времени z определяют по требуемому времени регулирования, которое в зависимости от высоты подъема находится в пределах 1—1,5 с.

Желаемая передаточная функция, соответствующая нормированной, с учетом масштаба времени [27]

$$W_{ж}(p) = W_{н}(z\rho) = \frac{1}{\sum_{l=0}^9 N_l z^l \rho^l} \quad (5.104)$$

Приняв, что корректирующее звено включено в цепь обратной связи, из условия равенства передаточной функции скорректированной системы желаемой получим

$$W_{ж}(p) = \frac{W_{н.с}(p)}{1 + W_{н.с}(p) W_{к.у}(p)} \quad (5.105)$$

Из этого соотношения передаточную функцию корректирующего звена запишем в виде

$$W_{к.у}(p) = \frac{A(p) \sum_{l=0}^9 N_l z^l \rho^l - B'(p)}{A(p)} \quad (5.106)$$

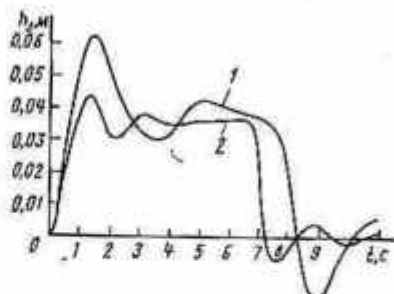


Рис. 5.12. Графики перемещения сосуда при загрузке за оптимальное время для высоты подъема;

1 — 1500 м; 2 — 700 м

Очевидно, что практическая реализация корректирующего устройства с такой передаточной функцией затруднительна. В связи с этим было проведено исследование системы с упрощенным корректирующим звеном, в передаточной функции которого учитывался низший член полинома числителя:

$$W_{к.у}(p) = \frac{\left[4\mu_k (7z + \theta_n) - 0,6 \frac{q^*}{\beta v_n} (1 - \mu_k \theta_n^2 a_n^2 a_\tau^2 a_c^2 b_c) - \right]}{(\theta_n \rho + 1)} \rightarrow \frac{-4\mu_k (\theta_n + \theta_n a_n a_\tau a_c b_c) \rho}{1} \quad (5.107)$$

Результаты исследования систем показали, что достаточное приближение фактического переходного процесса к желаемому при принятой структуре корректирующего звена обеспечивается при увеличении расчетного значения коэффициента в числителе передаточной функции в 1,15—1,5 раза в зависимости от высоты подъема.

В связи с тем, что корректирующая связь должна действовать только в режиме регулирования положения, т. е. при расположении сосуда в зоне действия датчика положения, то сигнал на вход

корректирующего звена должен поступать с датчика положения. Следовательно, корректирующую связь необходимо перенести из точки 1 в точку 2 (см. рис. 5.12). Тогда передаточная функция корректирующего звена

$$W'_{к.у}(p) = \frac{p}{k_A} W_{к.у}(p). \quad (5.108)$$

Характер протекания переходных процессов в скорректированной системе регулирования положения при загрузке сосуда по линейному закону за оптимальное время иллюстрируется графиками, приведенными на рис. 5.12. Максимальное отклонение сосуда, соответствующее высоте подъема 1500 м, не превышает 7 см.

Таким образом, в результате проведенных исследований установлено, что «плавающая подвеска» подъемного сосуда за счет системы регулирования положения сосуда практически возможна только при загрузке сосуда по линейному закону за оптимальное время, определяемое из условия сведения к минимуму амплитуды колебаний сосуда.

5.6. Результаты моделирования системы управления положением при различном характере нагрузки

Проверка реальности процессов регулирования положения на модели определялась по величине упругого удлинения каната $\Delta h_{к.ст}$, моделировавшегося как функция изменения концевой нагрузки. Статическое удлинение каната на модели Δh совпадало с реальным удлинением на установке $\Delta h_{к.ст}$, приведенным к масштабу модели.

Моделирование позволило выявить количественные изменения параметров регулирования положения при скачке $Q_{гр}$ в зависимости от H_n , соотношения масс вращающихся частей и концевой нагрузки, изменения настройки САУ—П.

На рис. 5.13 для САУ—П с апериодическим звеном на входе РС ($T_{ас}$) и настройкой САУ—С по модульному оптимуму (МО) показаны зависимости путевого отклонения клетки от заданного уровня в результате ступенчатой загрузки при изменении H_n . Путьевые отклонения оказываются равными $\Delta h_k = 15$ см (рис. 5.13) при $H_n = 120$ м и $\Delta h_k = 57$ см при $H_n = 720$ м. САУ—П обрабатывает меньше $0,2 \Delta h_{к.мах}$. С увеличением постоянной времени в регуляторе скорости, т. е. с увеличением b_c увеличивается время возвращения клетки в исходное положение после приложения нагрузки (рис. 5.14). Так, при $b_c = 2$ время $t_{р.п} = 2,6$ с, а при $b_c = 4$ время $t_{р.п} = 3,12$ с. Моделирование подтверждает неспособность даже наиболее быстродействующей САУ—П отработать Δh_k уже при малых H_n в случае приложения Q скачком за время падения второго ската вагонетки с рельсов площадки на рельсы клетки. Регулирование посредством САУ—П, исключающее аварийную посадку

днища вагонетки ВГ2,2 на передний край клетки, оказывается возможным при $H_n < 200$ мм, при расстоянии от рельсов клетки до кузова 0,27 м, если двигатель имеет запас по току и мощности порядка $P_{дв} (САУ-П) = 1,25 \div 1,5 P_{эф}$.

Динамическая ошибка регулирования по пути $\Delta h_{к.дин}$ (при загрузке в две ступени) пропорциональна изменению H_n . При этом $I_n = m_{вр}$. Если $m_{вр.i} = m_{вр.б}$, $I_{н.б} = 1,7 I_{н.н}$, если $m_{вр.i} = 8 m_{вр.б}$, что соответствует

машинам с цилиндрическими барабанами, то $I_{н.мах} = 2,4 I_{н.н}$, если $m_{вр.i} = 15 m_{вр.б}$, что соответствует

машинам с БЦКБ, то $I_{н.мах} = 3 I_{н.н}$. Это означает, что при ступенчатой загрузке — за-

качивании вагонетки в клеть без качающейся площадки — якорный ток привода массивных машин с БЦКБ превышает допустимое значение для двигателей ($I_{я.доп} \leq 2,1 I_{я.н}$).

Отработка скачка нагрузки на многоканатных подъемных машинах оказывается проще и допускается при большей глубине подъема. Частота колебаний регулируемых величин практически не зависит от соотношения масс.

Моделирование показало, что изменение настройки САУ—П одной структуры между МО и СО при $H_n = const$ и изменении нагрузки скачком практически не влияет на изменение величины максимальной динамической

путевой ошибки регулирования.

При ступенчатом изменении нагрузки САУ—П любых структур и любых быстродействующих настроек (МО или СО) не обеспечивают необходимую отработку упругого удлинения каната уже при незначительных глубинах подъема.

При ступенчатом изменении нагрузки САУ—П любых структур и любых быстродействующих настроек (МО или СО) не обеспечивают необходимую отработку упругого удлинения каната уже при незначительных глубинах подъема.

При ступенчатом изменении нагрузки САУ—П любых структур и любых быстродействующих настроек (МО или СО) не обеспечивают необходимую отработку упругого удлинения каната уже при незначительных глубинах подъема.

При ступенчатом изменении нагрузки САУ—П любых структур и любых быстродействующих настроек (МО или СО) не обеспечивают необходимую отработку упругого удлинения каната уже при незначительных глубинах подъема.

При ступенчатом изменении нагрузки САУ—П любых структур и любых быстродействующих настроек (МО или СО) не обеспечивают необходимую отработку упругого удлинения каната уже при незначительных глубинах подъема.

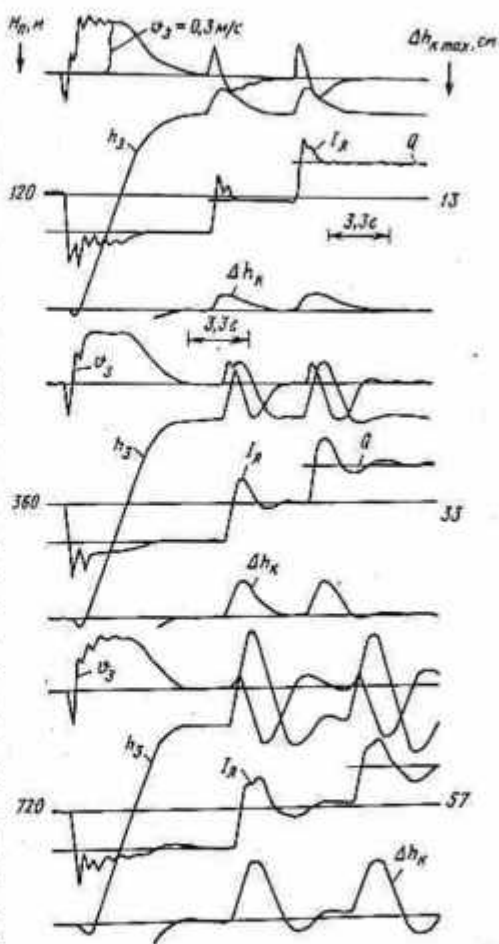


Рис. 5.13. Графики путевого отклонения клетки от заданного уровня при ступенчатой загрузке и изменении высоты подъема

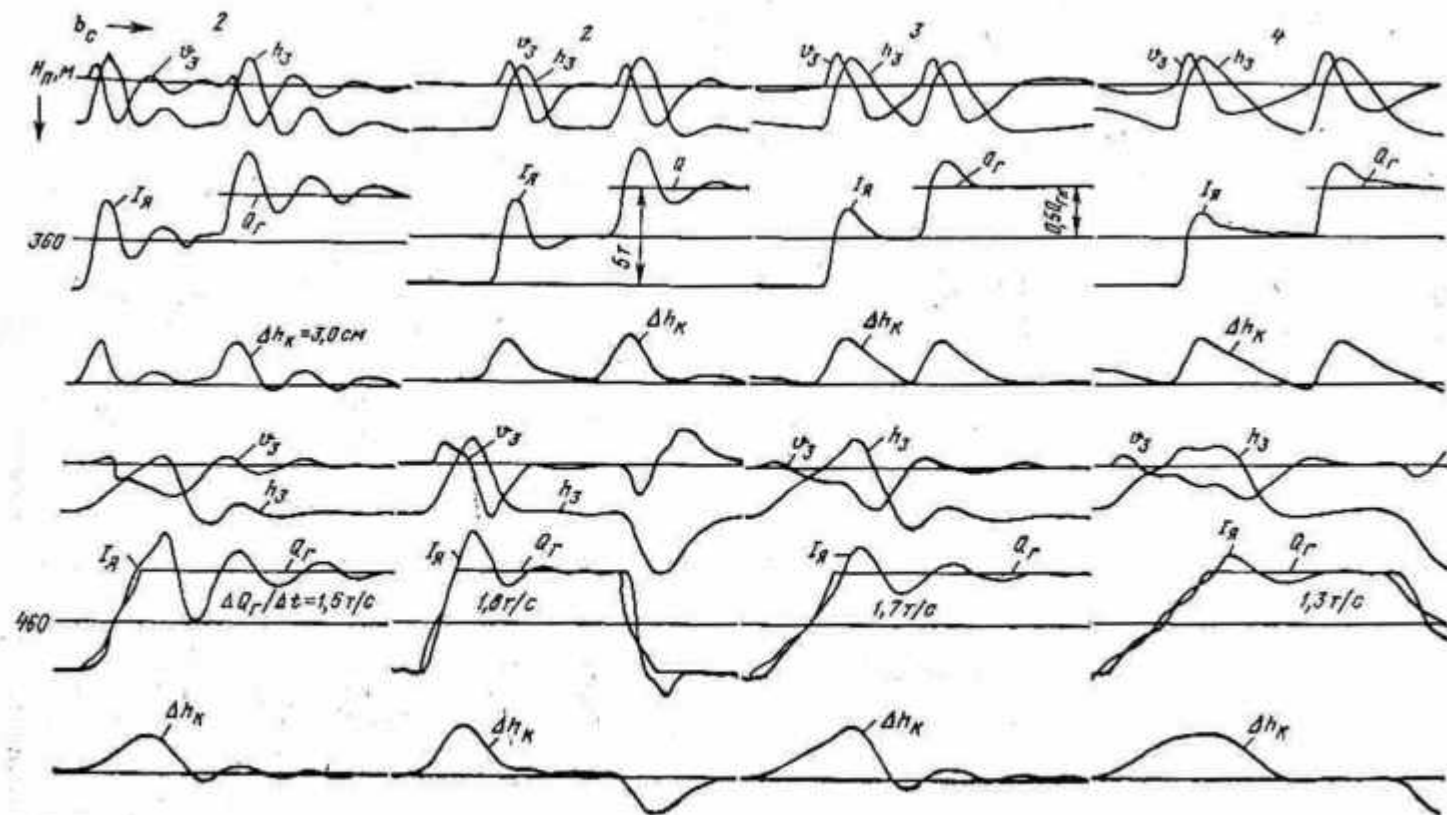


Рис. 5.14. Сравнение процессов регулирования положения при приложении нагрузки скачком и с переменным темпом ($k_{p.n} = 2,8 \text{ В/м}$, $m_{np}/m_K = 1$)

Подтверждается, что регулирование положения клетки без качающейся площадки оказывается невозможным при глубине подъема $H_n \geq 200$ м.

Допустимая глубина уменьшается с увеличением массивности подъемных установок.

В процессе выкатывания первого ската вагонетки без использования качающейся площадки нагрузка изменяется с темпом $\Delta Q_r/\Delta t = 50$ кН/с из-за постепенного перехода ската вагонетки с рельсов клетки на рельсы приемной площадки. В соответствии с осциллограммами (рис. 5.15) величины $\Delta h_{к.дин}$ и σ_{I_n} оказываются на 35—40 % меньше по сравнению с приложением Q_r скачком. При $\Delta Q_r/\Delta t = 50$ кН/с и $m_{вр}/m_k = 15$ перерегулирование тока достигает $\sigma_{I_n} = 3 I_{н.н}$. Это означает, что регулирование машин с БЦКБ при вкатывании-выкатывании вагонетки без использования качающейся площадки может быть осуществлено только при трехкратном увеличении момента и мощности электродвигателя по сравнению с мощностью, выбранной из условия нагрева. Для регулирования массивных машин при $P_{дв} = \text{const}$, $Q_{гр} = \text{const}$ и ограниченной путевой ошибке требуется уменьшение $\Delta Q_r/\Delta t$, обратно пропорциональное увеличению массивности машины. Если для многоканатных установок допустим темп $\Delta Q_r/\Delta t = 10$ кН/с, то для БЦКБ $\Delta Q_r/\Delta t = 3$ кН/с. Допустимая H_n для осуществления регулирования положения уменьшается с увеличением массивности подъемной установки и требуемой величины максимального значения тока для ограничения динамической путевой ошибки регулирования.

Качественная и количественная оценки процессов, протекающих в системе при закатывании вагонетки в клеть с использованием качающейся площадки выполняются на основе рассмотрения процессов (рис. 5.16), полученных при изменении темпа загрузки и настройки САУ (b_c). При уменьшении $\Delta Q_r/\Delta t$ уменьшаются колебательность процессов по току и скорости, а также величина $\Delta h_{к.}$. При $Q_n + Q_r = 50$ кН, $\Delta Q_r/\Delta t = 10$ кН/с отклонение клетки от уровня уменьшается до $\Delta h_{к.} = 13$ см и оказывается меньше допустимого по технологии отклонения качающейся площадки. При $\Delta Q_r/\Delta t = 5$ кН/с изменение I_n следует за нагрузкой с отклонением $0,05 I_{н.н}$. С увеличением $\Delta Q_r/\Delta t$ величина $I_{n \max}$ возрастает и может превысить допустимое для двигателя значение. При $\Delta Q_r/\Delta t = 15$ кН/с и реальных соотношениях масс соблюдается $I_{n \max} < 2,4 I_{н.н}$. Для машин с БЦКБ при $m_{вр}/m_k = 15$ и $\Delta Q_r/\Delta t = 50$ кН/с максимальный ток превышает допустимый ($I_{n \max} > 3 I_{н.н}$). На осциллограммах (рис. 5.17) для той же САУ—П показаны процессы регулирования для $H_n = 700 \div 800$ м. Сравнение процессов при $\Delta Q_r/\Delta t = \text{const}$ и $H_n = \text{var}$ показывает, что при увеличении глубины до $H_n = 800$ м изменение I_n уже имеет колебательный характер, амплитуда доходит до $0,2 I_{н.н}$.

Отклонение клетки от уровня больше допустимого получает при $\Delta Q_r/\Delta t = 6$ кН/с, $t_s \geq 8$ с.

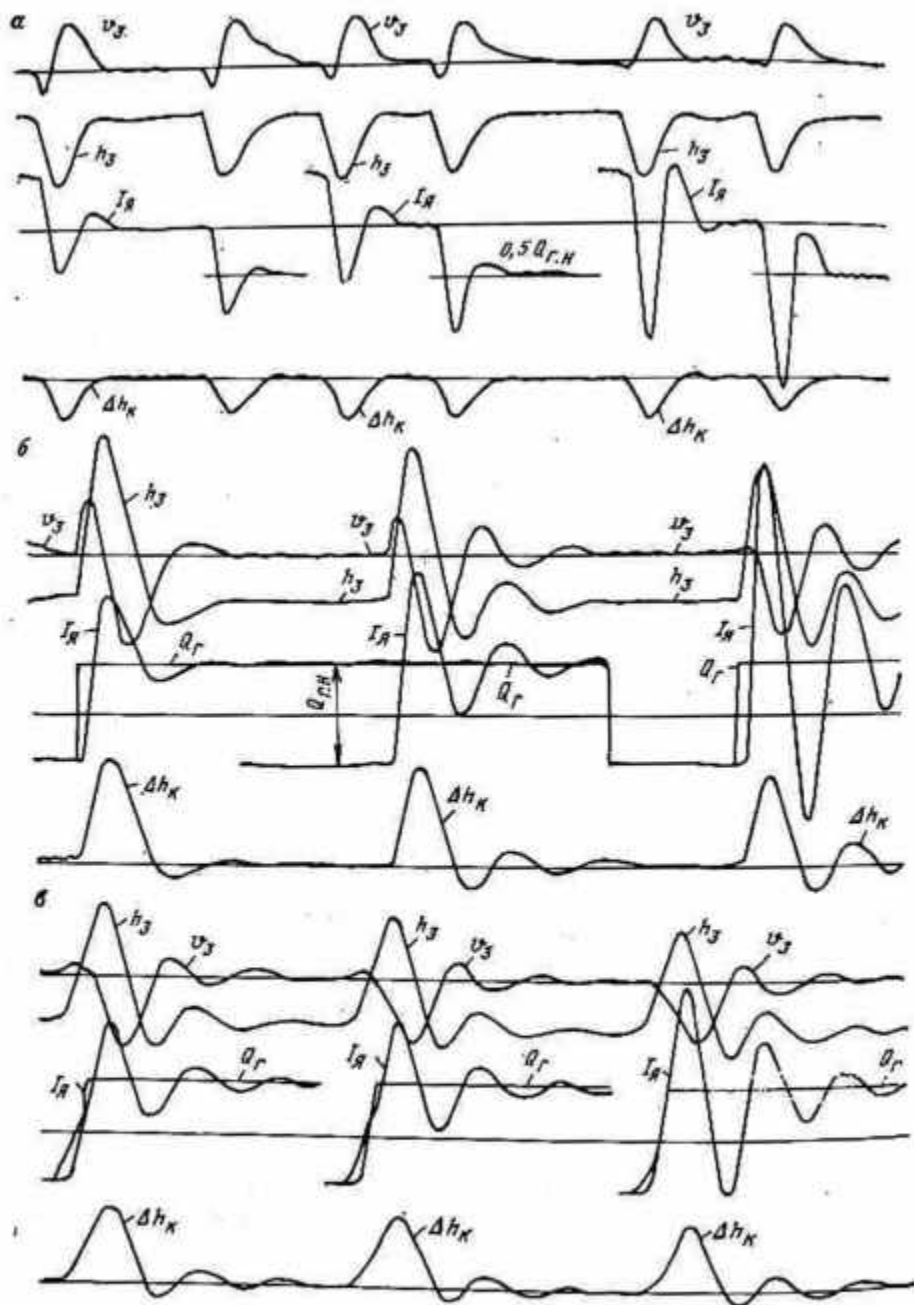


Рис. 5.15. Осциллограммы процесса загрузки клетки: в две ступени по $0,5 Q_{гн}$ (а); с темпом $\Delta Q/\Delta t \gg 50 \text{ кН/с}$ (б); с темпом $\Delta Q/\Delta t = 50 \text{ кН/с}$ (в) при $H_n = 360 \text{ м}$; $k_{д.п} = 2,8 \text{ В/м}$; $T_m = 0,03 \text{ с}$

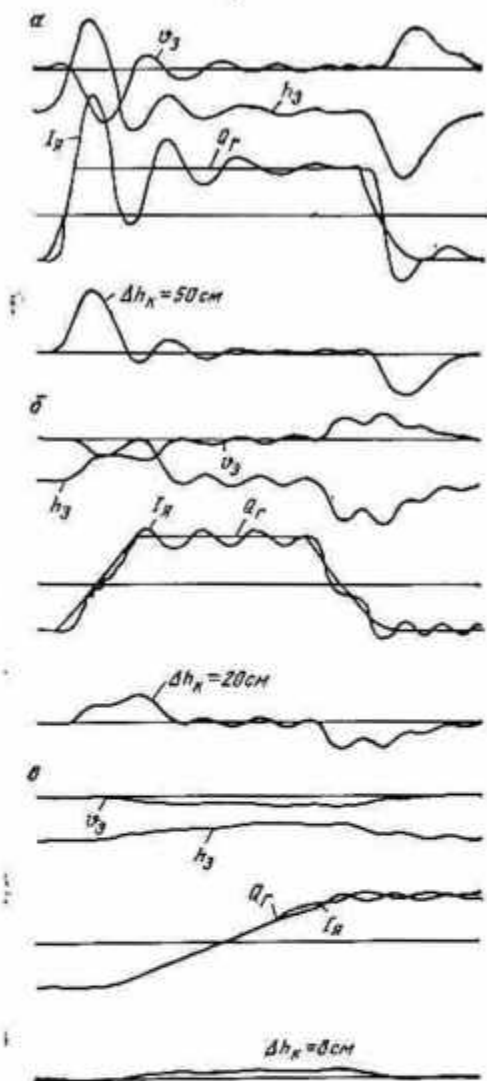


Рис. 5.16. Процессы регулирования положения подъемного сосуда при изменении темпа загрузки и настройки САУ—П для $\Delta Q_r/\Delta t = 15 \text{ кН/с}$ и $b_c = 2$ (а); для $\Delta Q_r/\Delta t = 10 \text{ кН/с}$ и $b_c = 4$ (б); для $\Delta Q_r/\Delta t = 5 \text{ кН/с}$ и $b_c = 4$ (в); $H_n = 360 \text{ м}$

На основе обработки ряда осциллограмм выявлена зависимость $\Delta h_k = f(H_n)$ (рис. 5.18).

Улучшение качества регулирования оказывается возможным при повышении быстродействия САУ—П. Однако увеличение быстродействия при малых значениях H_n практически не влияет на уменьшение путевой динамической ошибки регулирования, при больших значениях H_n увеличение быстродействия САУ—П может определять существенное уменьшение динамической путевой ошибки. Использование САУ—П с меньшим числом контуров, настройкой САУ—П по СО вместо МО может позволить несколько уменьшать время загрузки. Динамическая путевая ошибка Δh_k для зависит преимущественно от величины темпа загрузки, а не от оп-

тимизации САУ—С. Для САУ—П, обрабатывающих $\Delta h_{к. дин}$ при $\Delta Q_r/\Delta t = 10 \div 15$ кН/с, желательное использование САУ—П с наибольшим быстродействием. Необходимо повышать быстродействие прямого канала регулирования, например, исключением фильтра на входе РС. Такая система при $\Delta Q/\Delta t = 1$ т/с обеспечивает $\Delta h_{к.} = 18$ см, если $H_n \leq 700$ м. Необходимо отметить, что четырехконтурная САУ—П при $T_{\mu} = 0,03$ с и настройке РС по СО без фильтра оказалась неработоспособной. Качественные показатели САУ—П с настройкой по МО с фильтром на входе РС и без него характеризуются зависимостью $\Delta h_{к. дин} = f(H_n)$ при $\Delta Q_r/\Delta t = \text{var}$ (рис. 5.18). Дальнейшее уменьшение переходной составляющей погрешности регулирования достигается в системе той же структуры уменьшением малой некомпенсируемой постоянной времени до $T_{\mu} = 0,01$ с и увеличением быстродействия САУ—П путем использования тиристорного возбуждателя с полупроводниковой СИФУ. Процессы регулирования положения клетки для такой системы при $H_n = 700$ м показаны на рис. 5.17. Уменьшение T_{μ} с 0,03 до 0,01 с, при прочих условиях, уменьшает колебательность процессов. Сравнение осциллограмм (см. рис. 5.17) показывает, что при $H_n = 700$ м система с $T_{\mu} = 0,01$ с обеспечивает практически бесколебательный процесс регулирования с допустимым отклонением уровня при $\Delta Q_r/\Delta t \leq 10$ кН/с. Исследование позволило определить предельную H_n , при которой четырехконтурная САУ—П с $T_{\mu} = 0,01$ с без корректирующих устройств обеспечивает нормальный процесс регулирования. При $\Delta Q_r/\Delta t = 10$ кН/с такой глубиной является $H_{н. пр} = 700$ м. При меньшем $\Delta Q_r/\Delta t$ величина $H_{н. пр}$ может быть увеличена.

По сравнению с четырехконтурной системой, настроенной по МО, трехконтурная система обладает большим быстродействием. Однако она также может быть применена при $H_n = 700$ м только при наличии фильтра на входе РС, а без фильтра оказывается помехозащищенной. Наличие фильтра снижает быстродействие трехконтурной системы практически до величины, которая характерна для четырехконтурной системы.

При увеличении H_n влияние упругости каната на процессы регулирования положения возрастает. В четырехконтурной системе с $T_{\mu} = 0,03$ с, настройкой по МО при $H_n = 700$ м появляются незначительные колебания даже при плавном изменении нагрузки. Та же система при $H_n = 1000$ м не способна осуществить регулирование. В ней возникают незатухающие колебания.

На рис. 5.19 показана зависимость $(\Delta Q_r/\Delta t)_{доп} = f(H_n)$ для обеспечения «линейного перемещения» с минимальным перерегулированием в токе и скорости для разных структур и настроек САУ—П, построенная на основе обработки осциллограмм моделирования САУ—П для клетового подъема Урупского рудника. На рис. 5.20 показан процесс регулирования положения при приложении нагрузки ступенями, соответствующими погрузке людей в клеть. Постоянство $\Delta Q_r/\Delta t$ для людских установок не может быть

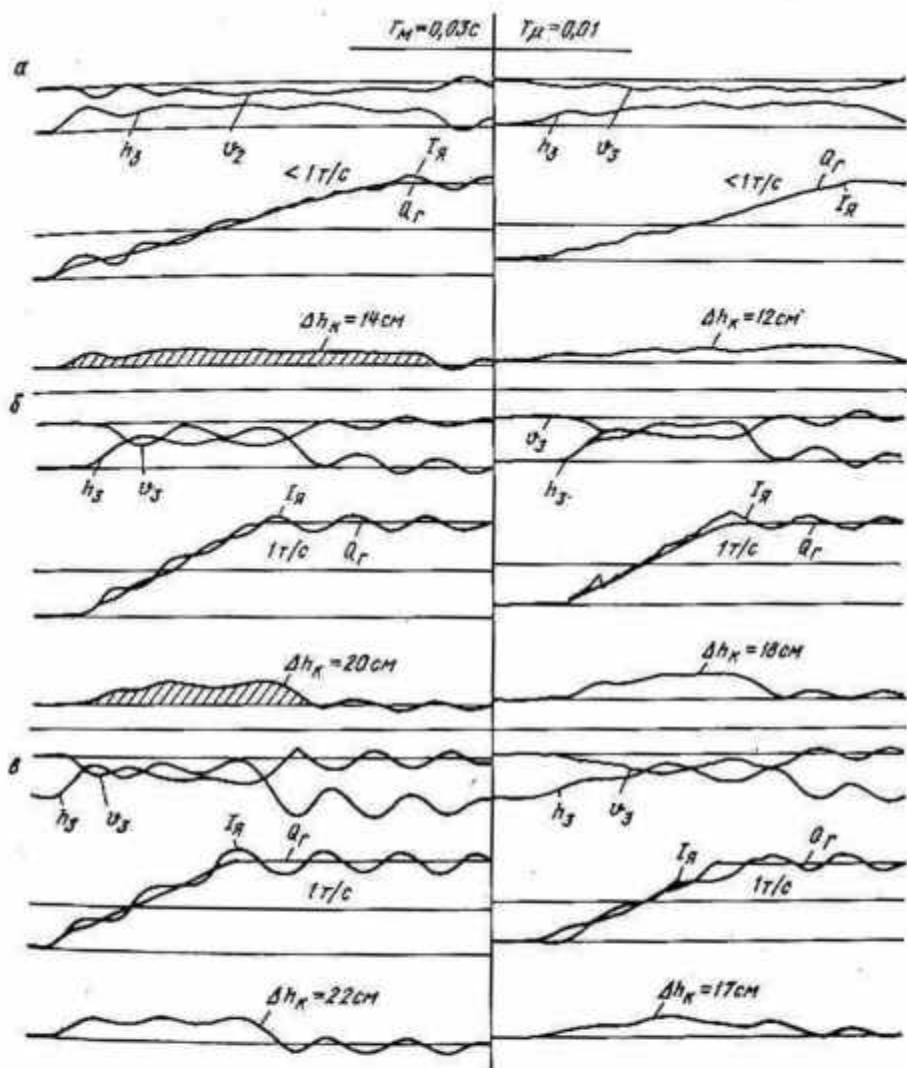


Рис. 5.17. Осциллограммы процессов регулирования положения в САУ—П: для $H_n = 600$ м (а); $H_n = 700$ м (б); $H_n = 800$ м (в)

осуществлено из-за того, что вход людей в клеть происходит неорганизованно. Но все же разброс темпа загрузки оказывается незначительным, максимальные ступени нагрузки от трех одновременно входящих людей не превосходит 250 кг/с ($0,05 Q_{г.н}$). Вследствие этого процессы в системе при посадке и выходе людей из клетки протекают с малыми динамическими изменениями параметров. Отклонение клетки от уровня горизонта не превосходит $\Delta h_{к.длн} = 8 \div 10 \text{ см}$ и оказывается меньше допустимого по технологии.

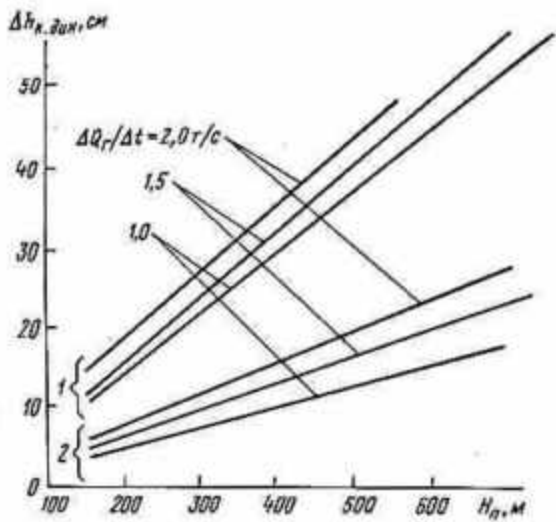


Рис. 5.18. Зависимости $\Delta h_{к.дн} = f(H_{л})$ при изменении темпа загрузки: настройка по МО с $T_{ас}$ (1); без $T_{ас}$ (2)

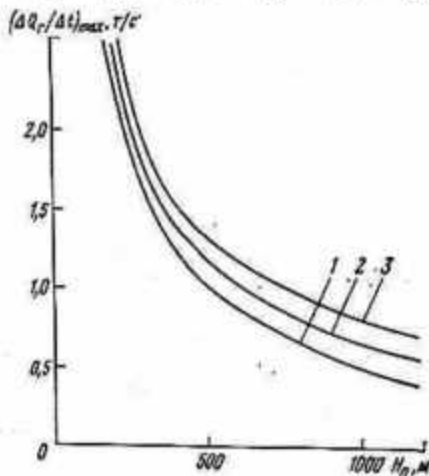


Рис. 5.19. Зависимость величины темпа загрузки от высоты подъема для различных структур и настроек САУ—П:

- 1 — трехконтурная с $T_{\mu} = 0,03$ с;
- 2 — трехконтурная с $T_{\mu} = 0,01$ с;
- 3 — двухконтурная с $T_{\mu} = 0,01$ с

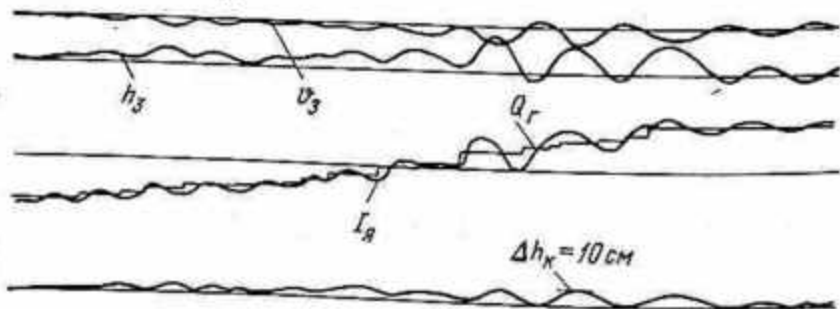


Рис. 5.20. Процесс регулирования положения при приложении нагрузки ступенями, соответствующими погрузке людей в клеть, $H_{л} = 360$ м $T_{\mu} = 0,01$ с

Выводы

Основой исследований систем регулирования положения является математическое описание процессов в электромеханической системе подъема по разработанным структурным схемам системы регулирования положения, учитывающим упругие свойства каната. Использование САУ—П без корректирующих устройств, обеспечивающих нормальное протекание процесса на больших глубинах только за счет уменьшения темпа загрузки-разгрузки подъемных сосудов, нецелесообразно, так как при этом сохраняются значительные отклонения сосуда от заданного уровня.

Для отсутствия автоколебаний в САУ—П необходимо, чтобы передаточный коэффициент датчика положения $k_{д.п}$ был выбран из условия устойчивости регулирования положения груженого скипа $k_{д.п} < k_{д.п.гр.груз}$.

Для систем управления положением подъемных сосудов нецелесообразно применение корректирующих звеньев для увеличения запаса по фазе системы в определенной зоне частот. Параметры корректирующей связи, которую необходимо ввести в САУ—П для обеспечения ее работоспособности при высоте подъема большей 500 м, следует определять с учетом обеспечения требуемой точности управления.

Передаточная функция и структура корректирующего устройства для обеспечения работоспособности САУ—П с заданными условиями по точности управления определяется на основе синтеза системы управления положением подъемных сосудов при большой глубине подъема, выполняемого аналитическим методом по желаемой передаточной функции САУ—П.

Корректирующее устройство достаточно просто реализуется на усилителях постоянного тока УБСР. Качественные показатели для астатической САУ—П определяются взаимосвязью передаточного коэффициента датчика перемещения подъемного сосуда и допустимой путевой ошибкой в переходном процессе.

Управление положением подъемного сосуда на заданном уровне реализуется для всех реальных высот подъема с требуемой точностью при обеспечении изменения груза с оптимальным темпом и использовании в системе корректирующего устройства, параметры которого определяют по изложенной выше методике.

6. УСТРОЙСТВА ЗАДАНИЯ И ФОРМИРОВАНИЯ ПРОГРАММ ДВИЖЕНИЯ

6.1. Принцип формирования программ

Системы автоматического управления с фиксированной программой являются наиболее простыми с точки зрения их структурного построения и практической реализации и в настоящее время находят широкое применение на автоматизированных подъемных установках с приводом постоянного тока. В этих САУ программа изменения скорости в процессе выполнения технологических операций по подъему или спуску груза формируется программным устройством.

Программное устройство вырабатывает сигнал, пропорциональный заданной скорости движения сосудов в функции времени или в функции пути, пройденного сосудом, или в функции угла поворота органа навивки подъемной машины, и этот сигнал является управляющим воздействием на входе системы регулирования скорости.

Основой для построения структуры программного устройства является оптимальная диаграмма скорости движения подъемных сосудов. Методы расчета оптимальных кинематических и динамических параметров режима работы, на основе которых строится диаграмма скорости в функции времени, изложены в [30]. Так как диаграмма скорости состоит из ряда участков, на которых характер изменения текущего значения скорости в функции времени различный, то при аналитическом описании диаграммы скорости целесообразно отсчет времени начинать с нуля на каждом участке. С учетом этого получены выражения, определяющие зависимость скорости от времени на каждом из участков семипериодной симметричной диаграммы скорости, которые приведены в табл. 6.1. Там же приведены зависимости, определяющие характер изменения пути и управляющего воздействия на этих же участках в интервале периодов разгона и замедления. В период замедления отсчет пути начинается с нуля. При определении закона изменения управляющего воздействия замкнутая система регулирования скорости, как динамическое звено, при отработке заданной программы может быть представлена аperiodическим звеном первого порядка с эквивалентной постоянной времени [30], и зависимость между скоростью и управляющим воздействием определяется уравнением

$$T_s \frac{dv}{dt} + v = kU_{вх}, \quad (6.1)$$

где k — передаточный коэффициент замкнутой системы регулирования скорости.

Таблица 6.1

Интервалы времени	v_a	k	$kU_{\text{вх}}$
$0 \leq t \leq t_p$	$\frac{\rho t^2}{2}$	$\frac{\rho t^3}{6}$	$T_3 \rho t + \frac{\rho t^2}{2}$
$0 \leq t \leq t_j$	$\frac{j^2}{2\rho} + jt$	$\frac{j^2}{2\rho} + \frac{j t^2}{6} + \frac{j^3}{6\rho^2}$	$T_3 j + \frac{j^2}{2\rho} + jt$
$0 \leq t \leq t_p$	$v_{\text{max}} \frac{j^2}{2\rho} + jt - \frac{\rho t^2}{2}$	$\left(v_{\text{max}} - \frac{j^2}{2\rho}\right)t + \frac{j t^2}{2} - \frac{\rho t^3}{6} + \frac{v_{\text{max}}^2}{2j} + \frac{v_{\text{max}} j}{2\rho} + \frac{j^3}{6\rho^2}$	$T_3 (j - \rho t) + v_{\text{max}} \frac{j^2}{2\rho} + jt - \frac{\rho t^2}{2}$
$0 \leq t \leq t_p$	$v_{\text{max}} - \frac{\rho t^2}{2}$	$v_{\text{max}} t - \frac{\rho t^3}{6}$	$v_{\text{max}} - T_3 \rho t - \frac{\rho t^2}{2}$
$0 \leq t \leq t_j$	$v_{\text{max}} - \frac{j^2}{2\rho} - jt$	$\left(v_{\text{max}} - \frac{j^2}{2\rho}\right)t - \frac{j t^2}{2} + \frac{v_{\text{max}} j}{\rho} - \frac{j^2}{6\rho}$	$v_{\text{max}} - T_3 j - \frac{j^2}{2\rho} - jt$
$0 \leq t \leq t_p$	$\frac{j^2}{2\rho} - jt + \rho \frac{t^2}{2}$	$\frac{j^2}{2\rho} t - \frac{j t^2}{2} + \frac{\rho t^3}{6} + \frac{v_{\text{max}}^2}{2j} + \frac{v_{\text{max}} j}{2\rho} - \frac{j^3}{6\rho^2}$	$T_3 (\rho t - j) + \frac{j^2}{2\rho} - T_3 j + \frac{\rho t^2}{2}$

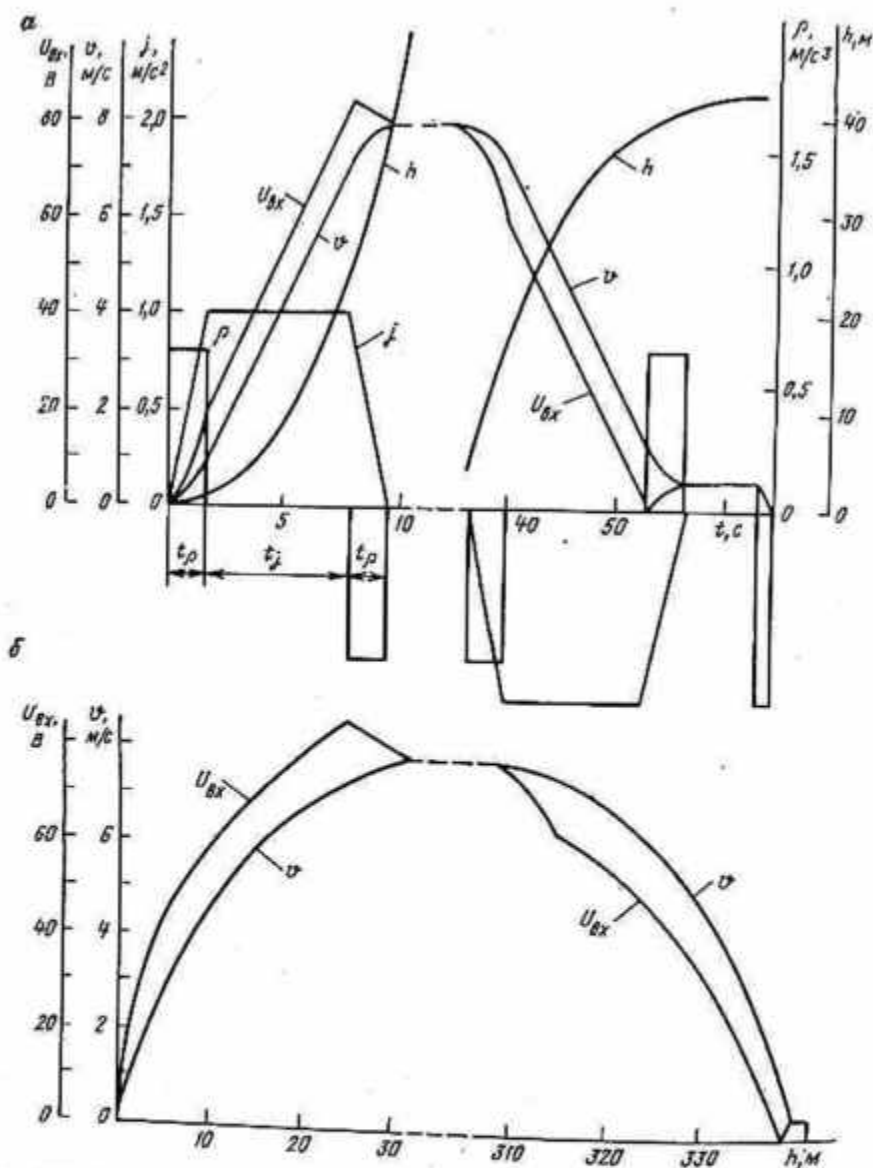


Рис. 6.1. Графики изменения управляющего воздействия (а) и кинематических параметров (б)

Согласно этому получены выражения, определяющие закон изменения управляющего воздействия на отдельных участках при отработке программы изменения заданной скорости v_3 . Эти выражения приведены в табл. 6.1 и являются исходными для построения программного устройства. Графики зависимостей для конкрет-

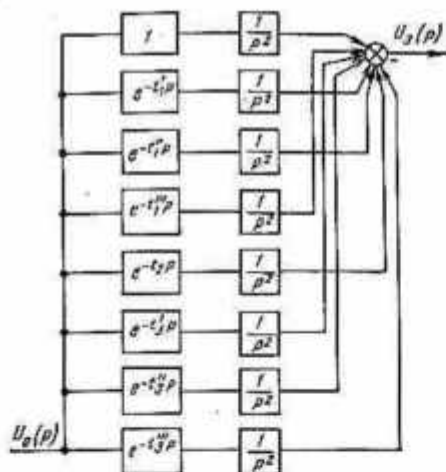
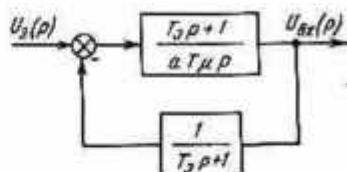


Рис. 6.2. Структурная схема программы управления

Рис. 6.3. Схема узла коррекции управляющего воздействия



ной подъемной установки приведены на рис. 6.1. Как видно из полученных выражений, управляющее воздействие $U_{вх}$ представляет собой сумму двух составляющих. Одна из них по характеру изменения соответствует заданной диаграмме скорости, а вторая пропорциональна эквивалентной постоянной времени T_D . Очевидно, что наличие двух составляющих значительно усложняет реализацию управляющего воздействия, приводит к усложнению структуры программного устройства. В связи с этим на практике программным устройством, как правило, реализуется управляющее воздействие без второй составляющей, т. е. воспроизводится заданная диаграмма скорости, и, как следствие, фактическая диаграмма скорости отличается от заданной на величину второй составляющей. Учитывая, что заданная диаграмма скорости в функции времени может быть представлена суммой положительных и отрицательных параболических функций, сдвинутых по времени на соответствующие интервалы, то, следовательно, в общем виде структурная схема (рис. 6.2) формирования программы управления включает в себя ряд звеньев двухкратного интегрирования с элементами запаздывания на их входе. Управляющее воздействие, пропорциональное заданной диаграмме, которое будет обрабатываться системой регулирования скорости с некоторой погрешностью во времени, зависящей от инерционности системы, при необходимости может быть скорректировано введением производной в закон управления. Для этого целесообразно в систему автоматического управления ввести узел, позволяющий исключить запаздывание действительной скорости от скорости, заданной программой.

Практическая реализация узла может быть выполнена по схеме, приведенной на рис. 6.3, представляющей пропорционально-интегральный регулятор с аperiодическим звеном в цепи обратной связи.

При построении программного устройства САУ, формирующего программу изменения скорости в функции пути, также могут быть использованы зависимости, приведенные в табл. 6.1.

Однако реализация такого программного устройства представляет собой достаточно сложную задачу и достичь требуемой точности воспроизведения оптимальной диаграммы скорости движения сосудов, как показывают исследование и опыт эксплуатации этих устройств в различном их исполнении, фактически не удается [9].

Представляет интерес САУ, в которой используется принцип формирования программы в функции пути в сочетании с обратной связью по скорости через нелинейный функциональный преобразователь [6]. В такой системе управляющее воздействие в функции пути можно формировать по упрощенному закону, например, линейному, а за счет изменения коэффициента обратной связи в функции регулируемого параметра, т. е. скорости, обеспечить воспроизведение оптимальной диаграммы скорости движения сосудов.

Для определения закона изменения коэффициента обратной связи в функции скорости уравнение (6.1) запишем в виде

$$T_s \frac{dv}{dt} + v = k_1 h - v k_2(v). \quad (6.2)$$

Из этого уравнения с учетом зависимостей табл. 6.1 получены следующие выражения для расчета коэффициента обратной связи:

$$k_2(v) = \frac{1}{3} k_1 \sqrt{\frac{2v}{\rho}} - \left(1 + T_s \sqrt{\frac{2\rho}{v}}\right) \quad (6.3)$$

при $0 \leq v \leq \frac{\rho l^2}{2}$;

$$k_2(v) = k_1 \left(\frac{v}{2j} + \frac{l^2}{24\rho^2 v} \right) - \left(1 + T_s \frac{l}{v}\right) \quad (6.4)$$

при $\frac{\rho l^2}{2} \leq v \leq \frac{l^2}{2\rho} + jlj$;

$$k_2(v) = \left[\frac{v_{\max}}{v} \left(\frac{l}{2\rho} + \frac{v_{\max}}{2j} - \frac{2}{3} \sqrt{\frac{v_{\max} - v}{\rho}} \right) - \right. \\ \left. - \frac{1}{3} \sqrt{2 \frac{v_{\max} - v}{\rho}} \right] - \left(1 + T_s \frac{\rho}{v} \sqrt{2 \frac{v_{\max} - v}{\rho}}\right) \quad (6.5)$$

при $\frac{l^2}{2\rho} + jlj \leq v \leq v_{\max}$.

На основании этих уравнений по заданным оптимальным кинематическим параметрам определяют характеристику функционального преобразователя в цепи обратной связи.

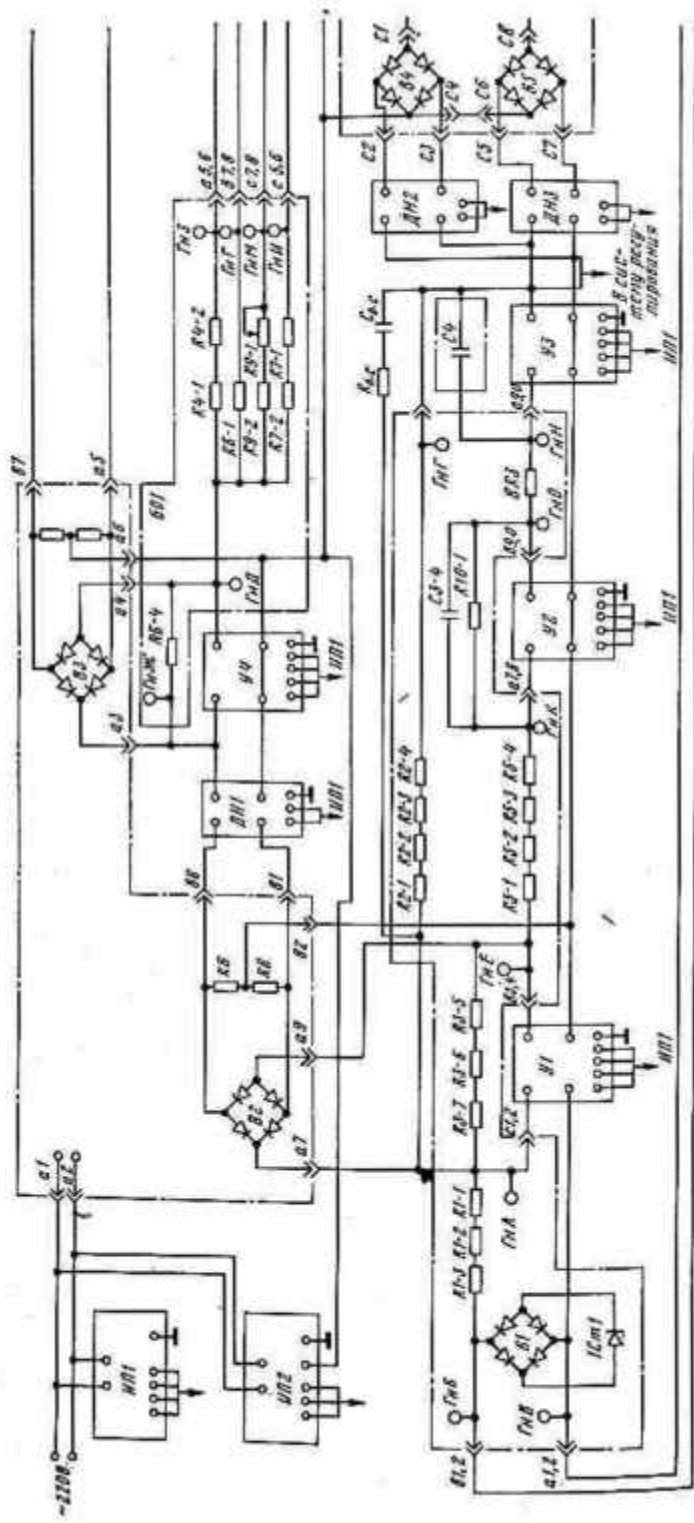
6.2. Бесконтактное устройство задания и формирования программ движения шахтных подъемных машин

Для осуществления программирования заданной скорости в процессе цикла движения разработано бесконтактное аналоговое интегрирующее устройство на базе полупроводниковых усилителей постоянного тока УБСР, на выходе которого обеспечивается временная функция. Принципиальная схема устройства приведена на рис. 6.4.

Устройство работает при подаче на его вход двух сигналов: по входу задания скорости напряжения от командоаппарата КАР и по входу задания ускорения напряжения от элемента «Логика-Т-103» (триггер), снимаемого с R8 блока БЗ.

Напряжение пропорциональное заданной скорости в зависимости от установки в то или иное положение КАР, выпрямляется диодным мостом Д1—Д4, сглаживается фильтром С1 и через замыкающие контакты реле выбора направления движения В2, Н2 (на рис. 6.4 не показана) подается на вход усилителя У1, служащего для формирования сигнала на входе интегратора У3, в соответствии с заданной программой. В качестве основного интегратора использован усилитель У3. Конденсатор С4 обеспечивает установление величины постоянной интегрирования устройства — задатчика интенсивности ЗИ. Регулятор на основе усилителя У2 выполнен ПИ-пропорционально-интегральным и служит для формирования плавных переходов напряжения на входе усилителя интегратора У3. ПИ-регулятор У2 выбирается с постоянной интегрирования в зависимости от требуемой плавности перехода от ускорения к установившейся скорости. Постоянная интегрирования определяется выбором конденсатора С3-4. После завершения таких переходов У2 работает как пропорциональный и поддерживает на выходе напряжение неизменным для обеспечения линейности разгона-замедления. В цепь обратной связи У1 — вход по ускорению — подается напряжение ограничения, по достижении которого напряжение У1 больше не возрастает. Чем больше напряжение отсечки, тем меньше время отработки. Чем меньше напряжение ограничения, поступающего по входу ускорения, тем меньше выходное напряжение У1, которое подается на вход У2, а значит и меньше напряжение на выходе устройства, меньше величина ускорения. Сигнал отсечки — задание ускорения подается на вход выпрямительного моста, включенного параллельно цепи обратной связи усилителя У1. Напряжение на выходе У1 превышает напряжение входа ограничения ускорения только на величину падения напряжения в выпрямительном мосту.

Входом задания ускорения задатчика интенсивности (ЗИ) служат усилитель У4, собирающий на входе цепи, задающие различные величины темпа выходного напряжения задатчика и изменяющие ускорение для формирования отдельных участков заданной



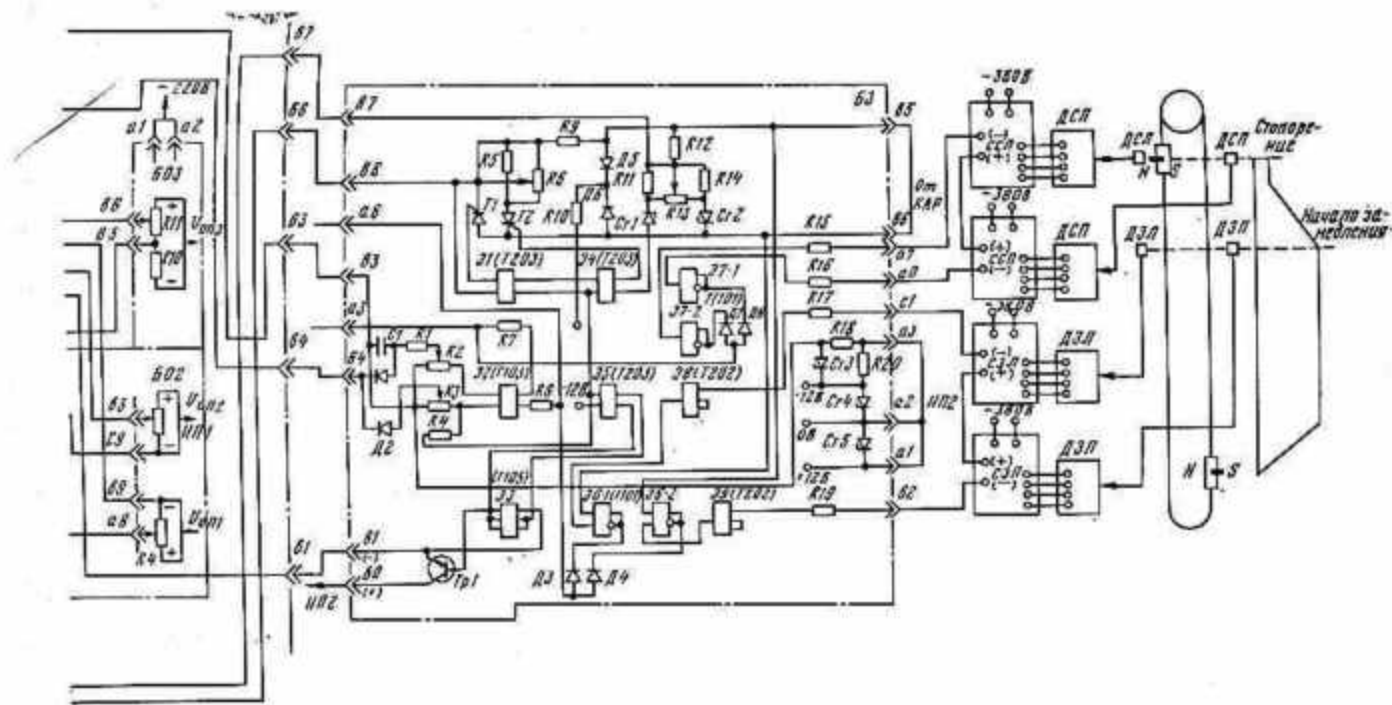


Рис. 6.4. Принципиальная схема устройства формирования программы движения подъемных машин

диаграммы движения. Потенциальное разделение схемы устройства (интегратора и его источника питания) от источников опорного напряжения для формирования отдельных участков ускорения, потенциально независимое питание входа ускорения задатчика обеспечиваются использованием датчиков напряжения ДН2—ДН4 на входе и выходе усилителя У4.

Усилитель У3 обеспечивает также реверсирование выходного напряжения и включение обратной связи, охватывающей усилители У1—У3 для осуществления отсечки после достижения заданного напряжения. После нарастания выходного напряжения У3 до заданного на входе отрицательная обратная связь, охватывающая усилители У1—У3, осуществляет отсечку полученного напряжения на выходе У3, напряжение на выходе У3 может поддерживаться на заданном уровне сколько угодно долгое время.

Для исключения перерегулирования и колебания выходного напряжения задатчика при выходе на установившееся значение может быть использована гибкая обратная связь вокруг усилителей задатчика, которая на схеме не показана.

Задатчик, преобразуя единичный входной импульс в изменяющееся в функции времени напряжение на его выходе, обеспечивает программирование скорости привода. Если напряжение задания равно напряжению на выходе, то напряжение на выходе постоянно, что соответствует режиму равномерного хода с установившейся скоростью. Конечное значение напряжения на выходе задатчика интенсивности равно напряжению на входе. Если напряжение задания меньше напряжения на выходе, то выходное напряжение убывает в функции времени практически линейно. Если изменять полярность входного сигнала, то процессы в ЗИ будут протекать аналогично, но полярность выходного напряжения также изменяется.

Вход задатчика интенсивности, обеспечивающий задание уровня скорости, получает питание от сети через феррорезонансный стабилизатор напряжения (СН), командоаппарат ручного управления (КАР) и фильтр для сглаживания пульсаций напряжения (конденсатор). В автоматическом режиме работы рукоятка КАР находится в одном из крайних положений пуска и на выходе КАР устанавливается напряжение, обеспечивающее достижение максимальной скорости.

Предусмотрена стабилизация максимального значения выходного напряжения с помощью стабилитрона. Причем максимум напряжения с КАР превышает напряжение стабилизации на 0,2—0,4 В. Для компенсации температурного изменения сопротивления стабилитрона последовательно с ним целесообразно включить диод. Стабилитрон с последовательно включенным диодом на входе задания обеспечивает температурную компенсацию с точностью до 0,5 %.

Погрешность интегрирования усилителя З3 является одной из составляющих собственной ошибки ЗИ. Для ее устранения в цепи обратной связи интегратора целесообразно использовать конденсаторы С4 с полистироловым диэлектриком. На выходе КАР — на

входе задания скорости ЗИ установлены резисторы $R5$, $R9$ и переменный $R6$, которые определяют выбор и изменение максимального напряжения ЗИ, скорости дотягивания и максимального значения скорости ревисии.

Делитель напряжения $R11$ — $R14$ служит для выравнивания или задания разного заданного напряжения на каждое направление движения, это необходимо по некоторым технологическим условиям.

Задатчик интенсивности позволяет получить различные уровни выходного сигнала — заданного значения установившейся скорости движения:

номинальной скорости подъема и любой промежуточной установившейся скорости для выполнения основной диаграммы движения при автоматическом и ручном управлении;

сниженной скорости дотягивания, на которой осуществляется подход к конечной точке пути и компенсации ошибок, накопленных на предыдущих участках пути этажными выключателями;

сниженной скорости, на которой осуществляется ревисия канатов и ствола.

Задатчик вступает в действие при подаче пускового сигнала, включения реверсирующих реле В2 или Н2 (на рис. 6.4 не показаны) и замыкания их контактов. Во время движения машины до начала замедления логический элемент Т-103 (триггер) находится в исходном состоянии, в которое он устанавливается в конце пути с помощью контакта реле тормоза рабочего (ТР) либо от напряжения бесконтактных стопорных датчиков. При этом на $R9$ выделяется напряжение, обеспечивающее задание нормального ускорения, а тиристоры $T1$ и $T2$ закрыты и на входе задания скорости действует максимальное напряжение, соответствующее максимальной скорости.

Начальный темп изменения выходного напряжения задатчика создается за счет уравнивающего тока между напряжениями двух блоков ограничения $Б02$ и $Б03$. Регулирование темпа можно производить изменением напряжения $U_{оп3}$ на потенциометре $R11$. Это напряжение регулируется в пределах от нуля до 4В.

Плавный переход от ускорения движения скипа в разгрузочных кривых к основному ускорению при разгоне обеспечивается пропорционально-интегральным регулятором $У2$ в сочетании с узлом, фиксирующим такой переход к основному ускорению.

Узел, фиксирующий начало перехода, основан на сравнении напряжения на выходе задатчика интенсивности, преобразованного датчиком напряжения $ДН3$ и выпрямительным мостом $В5$ с опорным напряжением $U_{оп1}$ блока $Б02$. На входе $У4$ напряжение от $U_{оп1}$ по каналу резистора $R6-1$ становится равным нулю, когда достигается равенство $U_{ЗИ} = U_{оп1}$. Дальнейший темп разгона определяется напряжением отсечки усилителя $У4$, задаваемым выходным напряжением блока $Б3$. Напряжение $U_{оп1}$ задается порядком 5—6 В и уточняется в связи с требуемой скоростью выхода

скапа из разгрузочных кривых. Ускорение на основном участке разгона определяется только выходным напряжением блока *Б3*. Это напряжение устанавливается равным 12÷15 В для осуществления равнобокой диаграммы скорости. При этом уменьшается погрешность линейного задания скорости.

Плавный переход от основного ускорения к максимальной скорости происходит сравнением напряжения задатчика интенсивности, преобразованного датчиком напряжения *ДН2* и выпрямительным мостом *В4*, с опорным напряжением $U_{оп2}$ на потенциометре *Р5*. Это напряжение устанавливается равным $U_{оп2} = 10\div 12$ В. При превышении напряжения на выходе *ЗИ* над $U_{оп2}$ разность этих напряжений с отрицательным знаком подается на вход усилителя *У4*. Эта разность напряжений запирает усилитель *У4*. Начало записывания *У4* может варьироваться изменением напряжения $U_{оп2}$, а также изменением величины сопротивления резисторов *Р9-1*, *Р9-2*. Напряжение на выходе задатчика интенсивности устанавливается равным заданному на входе.

Уменьшение темпа перехода от основного ускорения к максимальной скорости и одновременно уменьшение или устранение переулучшения максимальной скорости может достигаться уменьшением сопротивления резистора *Р3* — уменьшением передаточного отношения усилителя *У1*.

Логическая схема контроля начала замедления содержит узлы выдачи сигналов начала замедления, задания величины замедления, задания сниженной скорости дотягивания.

Начало замедления контролируется путевыми выключателями *ВМ-66*. Постоянный магнит *МВМ-66*, установленный на подъемном сосуде, в точке начала замедления действует на датчик *ДВМ-66*. При этом на выходе станции *СВМ-66* исчезает напряжение, что является сигналом для схемы логики. Для подачи в схему логики четкого сигнала с крутым фронтом используются релейные элементы *Т202*. Сигналы с элемента *Т202* поступают на вход элемента *ИЛИ-НЕ Т101*.

Предусматривается узел фиксации изменения полярности напряжения на входе, который позволяет исключать действие сигнала от выключателя начала замедления (*ВНЗ*) обратного направления движения. Изменение полярности входного напряжения *ЗИ* относительно нуля схемы логики обеспечивается диодами *Д7*, *Д8*. Диоды *Д7*, *Д8* и резистор *Р17* создают напряжение, полярность которого зависит от направления движения. Оно используется в логической схеме для исключения действия сигнала начала замедления от путевого датчика обратного направления движения. Напряжение подается на вторые входы элемента *Т101* так, что исключается срабатывание элемента *Т101* от срабатывающего первым «ложного» выключателя — от выключателя начала замедления обратного направления движения.

Выдача элементом *Т101* одного из сигналов соответствующего направления движения обеспечивается диодами *Д3*, *Д4*. Сигнал от

T101 подается на вход триггера T102 для его перехода в новое состояние, соответствующее выдаче сигналов для изменения состояния схемы ЗИ в начале замедления. Эти сигналы действуют в направлении трех элементов T203-нуль-органов, каждый из которых при этом обеспечивает генерирование управляющих импульсов. Два элемента T203 обеспечивают открытие тиристоров T1 или T2. Хотя управляющие импульсы от T203 подаются на оба тиристора, но открывается только один T1 или T2 в зависимости от полярности заданного напряжения ЗИ и от заданного направления движения.

При открывании тиристора T1 или T2 находящимися в их цепи резисторами шунтируется вход ЗИ, так как параллельно включаемые резисторы R5 и R6 образуют делитель напряжения. На вход ЗИ поступает напряжение $U_{\text{вых. ЗИ min}}$, соответствующее заданной скорости dotягивания:

$$U_{\text{вых. ЗИ min}} = \Delta U_{R5-R6} + \Delta U_{T1-T2},$$

где ΔU_{R5-R6} — падение напряжения на R5, R6; ΔU_{T1-T2} — падение напряжения на тиристорах T1, T2.

Напряжение с третьего элемента T203 выпрямляется и интегрируется в малое время элементом T105. Выходное напряжение элемента T105 открывает транзистор Tr1, работающий в ключевом режиме. При открывании Tr1 на вход усилителя У4 подается напряжение от источника питания ИП1.

В исходное состояние, соответствующее началу движения в заданном направлении, триггер T103 (Tr) переводится с помощью контакта рабочего тормоза. Такой перевод T103 в исходное состояние может быть осуществлен с помощью бесконтактной схемы с путевыми стопорными выключателями. В эту схему входят два стопорных магнитных выключателя ВМ-66, логический элемент T101, диоды Д7 и Д8, резисторы R15, R16. В конце пути подъема магнит МВМ, установленный на подъемном сосуде, действует на один из датчиков и станцию ДВМ—СВМ для осуществления стопорения машины рабочим тормозом. При этом исчезает напряжение на выходе СВМ, вследствие чего на одном из элементов T101 (ИЛИ—НЕ) появляется напряжение отрицательного знака, которое и переводит элемент T103 в начальное состояние. При этом с нагрузки одного из плеч R2 снимается напряжение, обеспечивающее заданный темп разгона. При переходе T103 в другое состояние по сигналу начала замедления с потенциометра R3 снимается напряжение, обеспечивающее заданный темп замедления.

Напряжение $U_{\text{оп 2}}$, снимаемое с R3 — нагрузки включившегося плеча триггера T103, подается к цепи обратной связи усилителя У4. При этом $U_{\text{вых. У4}}$ создает напряжение отсечки усилителя У1, обеспечивающего определенный темп уменьшения $U_{\text{вых. ЗИ}}$ (требуемое замедление). На выходе R3 установлена RC-цепочка, затягивающая начальный момент подрастания напряжения отсечки У1, обеспечивая тем самым плавный переход от $U_{\text{вых. ЗИ max}} = \text{const}$ до $dU_{\text{вых. ЗИ}}/dt = \text{const}$. Так как меньшему напряжению $U_{\text{оп 2}}$ соот-

ответствует меньшее значение $dU_{\text{вых ЗИ}}/dt$, то «скругление» характеристики ЗИ при переходе $dU_{\text{вых ЗИ}}/dt = \text{const}$ уменьшает перерегулирование тока привода в начале замедления.

В схеме предусмотрена стабилизация напряжения питания триггера Т103, чем обеспечивается стабилизация напряжения ускорения и замедления.

Дiodы Д5, Д6 исключают взаимное влияние плеч триггера.

В схеме предусматривается узел балансировки с резисторами R11—R14, образующими цепи для устранения несимметрии наименьшего значения задающего напряжения ЗИ, соответствующего скорости дотягивания, которая может возникнуть из-за разного падения на тиристорах Т1, Т2.

Элементы логической схемы контроля начала замедления получают питание от одного источника питания ИП2. Так как напряжение питания элемента Т103 составляет 24 В, а всех других элементов 12 В, то на выходе блока питания установлен стабилизированный делитель напряжения со стабилитроном G3, поддерживающим напряжение на уровне 12 В, и стабилитроном G4, поддерживающим по каналу питания ИП2 с напряжением 8 В стабилизированное напряжение смещения всех элементов схемы на уровне 6 В. При этом выходное напряжение усилителя У4 создает напряжение отсечки усилителя У1, обеспечивающее темп уменьшения выходного напряжения, т. е. требуемое замедление.

Плавность перехода от установившейся скорости к движению с постоянным замедлением определяется постоянной времени цепи обратной связи усилителя У2, т. е. сопротивлением R10-1 и емкостью C3-4.

Регулирование плавности перехода от движения с постоянным замедлением к скорости дотягивания обеспечивается изменением резисторов R3-5—R3-7 в цепи обратной связи усилителя У1. Сопротивление резисторов R3-5—R3-7 принято равным 180 кОм. При меньшем сопротивлении достигается более плавный переход к скорости дотягивания.

Скорость реверсии принимается равной скорости дотягивания. Скорость реверсии устанавливается переключателем режимов работы подъемной установки, включающим реле реверсии. Реле своими контактами в цепи управления Т103 переводит триггер в состояние, аналогичное току, которое он приобретает при действии рабочего датчика начала замедления. Скорость реверсии может быть снижена с помощью командоаппарата КАР на 50 % скорости дотягивания. Быстрое снятие напряжения на выходе программного устройства при стопорении машины достигается посредством разряда конденсатора усилителя У3 через контакт стопорного реле и разрядный резистор.

Особенности схемы задатчика интенсивности. В задатчике имеется два независимых входа для задания установившегося значения выходного напряжения и темпа его изменения, для независимого задания скорости и ускорения привода. Интенсивность изме-

нения выходного напряжения задатчика не зависит от величины и знака сигнала, подаваемого на вход задания скорости. Задатчик содержит в своей структуре узлы, обеспечивающие формирование основных участков заданной диаграммы скорости. В канале задания изменения темпа выходного напряжения ЗИ имеются цепи для раздельного изменения величины напряжения отсечки усилителя У1 (см. рис. 6.4), что обеспечивает независимое установление величин ускорения и замедления, а также установления трех величин ускорения.

В задатчике обеспечиваются возможности изменения: только нарастания выходного напряжения ЗИ (изменения ускорения при разгоне с помощью потенциометра $R2$); только убывания выходного напряжения ЗИ (изменения замедления с помощью потенциометра $R3$).

Выбором величин напряжения задания скорости и отсечки, их изменением в процессе разгона-замедления обеспечивается практически любой требуемый закон изменения скорости.

Задатчик обеспечивает получение выходного напряжения, достаточного для трогания машины при возможной самой большой статической нагрузке к моменту снятия рабочего тормоза.

Задатчик содержит узлы для формирования оптимального изменения параметров диаграммы движения и обеспечивает плавность перехода выходного напряжения от участков, соответствующих разгону и замедлению, к установившемуся значению: от разгона к максимальной скорости, от замедления к скорости дотягивания, а также плавный переход на участках от малого до большого значения ускорения и от большего до меньшего. Задатчик формирует оптимальные рабочие диаграммы с постоянной скоростью изменения тока якорной цепи привода и рывка, их ограничения.

Задатчик на основе реализации принципов, на которых он построен, повышает безопасность работы подъемной установки. При пуске подъемного сосуда с середины ствола после аварийной остановки машин всегда обеспечивается ограничение параметров диаграммы движения так же, как и при пуске в нормальной конечной точке пути. После аварийной остановки на пути замедления продолжение движения оказывается возможным только при сниженной скорости движения. Задатчик обеспечивает получение треугольных диаграмм движения. После аварийной остановки, когда участок пути от места остановки до точки нормального замедления оказывается меньше пути разгона, дальнейший разгон ограничивается точкой нормального замедления.

Для осуществления разездов на малые расстояния, в которые не вписываются трапецидальные диаграммы с заданной максимальной скоростью, не требуется изменения задания скорости. Если импульс на замедление подается до того, как достигнута заданная максимальная скорость, диаграмма скорости превращается в треугольную. Если в любой новой точке начала замедления задается,

как обычно, скорость дотягивания, то замедление заданной величины будет осуществляться до скорости дотягивания.

Такие диаграммы целесообразно использовать для обеспечения наиболее высокопроизводительной работы многогоризонтных подъемных установок с программированием разездов между горизонтами и в случае, если максимальная скорость выбрана из условия разездов по трапецеидальной диаграмме между большей частью горизонтов.

Применение ЗИ с логикой начала замедления обеспечивает работу в автоматическом режиме управления при $U_{\text{КАР}_{\text{max}}} = \text{const}$. Работоспособность схемы в автоматическом режиме сохраняется при снижении напряжения командоаппарата ручного управления практически до нулевого значения.

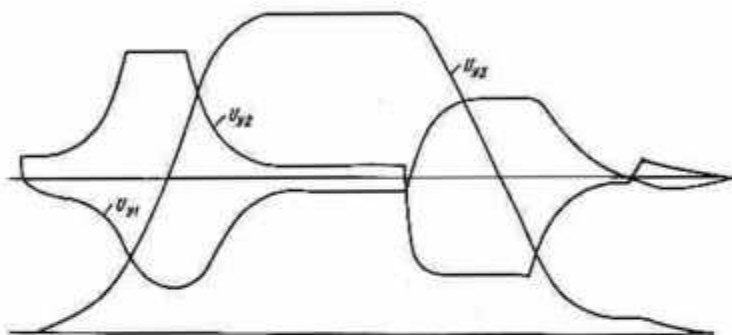


Рис. 6.5. Изменение напряжений усилителей устройства задания программы движения

Одно из основных требований к устройству задания программы — линейность изменения выходного напряжения для обеспечения постоянства заданного ускорения — выполняется с определенной точностью путем выбора постоянной времени интегрирования интегратора, которая принимается равной 10—20 с (соответственно улучшается линейность изменения выходного напряжения). Осциллограммы изменения напряжения усилителей, входящих в состав ЗИ, приведены на рис. 6.5.

Для упрощения наладки блока логической схемы контроля начала замедления основные регулируемые элементы $R3$, $R2$, $R5$, $R6$ (см. рис. 6.4) установлены на передней панели блока. Эти элементы позволяют изменять основные параметры заданной диаграммы движения. Изменением величины $R2$, $R3$ регулируются величины $dU_{\text{вых.ЗИ}}/dt$, тем самым — величины ускорения и замедления. Изменением $R6$ регулируется $U_{\text{вых.ЗИ}_{\text{max}}}$ и тем самым — величина заданной скорости дотягивания на оба направления движения.

При наладке подлежит проверке правильность подключения выключателей начала замедления. Если логическая схема контроля начала замедления срабатывает от «ложного» выключателя замедления, который должен производить действие при обратном направлении движения, то подсоединение выключателей замедления к логической схеме следует поменять местами.

При наладке следует проследить за полярностью напряжения на выходе транзистора $Tp1$ (см. рис. 6.4).

Несмотря на наличие схемы балансировки, все же желательно выполнять подбор тиристоров $T1$, $T2$ с близкими значениями падения напряжения. Желательно также, чтобы токи управления были бы минимальными для данного типа тиристоров.

Выводы

Реализация оптимальной диаграммы скорости для шахтных подъемных установок выполняется с помощью программных устройств, которые строятся на базе операционных усилителей постоянного тока (УБСР) в сочетании с элементами управления контактного или бесконтактного типа. Устройства позволяют формировать закон изменения заданной скорости подъемного двигателя в функции времени независимо от положения сосуда в стволе.

Разработана схема бесконтактного программного устройства, обеспечивающего управление ЗИ с помощью элементов логики серии Т. Погрешность в повторении диаграммы скорости таким устройством не превышает 0,1 %.

7. РЕЗУЛЬТАТЫ ВНЕДРЕНИЯ СИСТЕМ ПОДЧИНЕННОГО УПРАВЛЕНИЯ СКОРОСТЬЮ И ПОЛОЖЕНИЕМ

7.1. Результаты промышленных исследований систем подчиненного управления скоростью

В промышленных электроприводах постоянного тока с тиристорным возбуждением (Г—Д с ТВ) подъемных машин внедрены двух- и трехконтурные системы подчиненного регулирования. Внед-

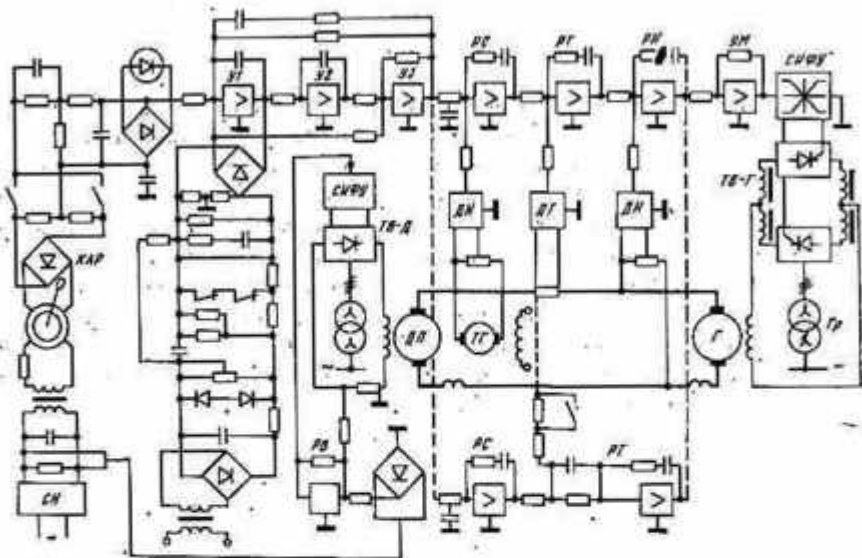


Рис. 7.1. Принципиальная схема привода Г—Д с трехконтурной системой подчиненного регулирования и электронным задатчиком программы движения (пунктиром показан вариант двухконтурной системы)

ренные системы отличаются мощностью приводов, структурой и настройкой регуляторов. Например, на клетевой и скиповой подъемных машинах с двигателем 1000 и 3000 кВт Высокогорского рудника использованы двухконтурные системы подчиненного регулирования (УБСР). На скиповых подъемных машинах мощностью 3000, 4000 кВт Солигорского рудника, на клетевой подъемной машине мощностью 200 кВт Урупского рудника использованы трехконтурные системы подчиненного регулирования. К настоящему времени трехконтурными УБСР оборудованы электроприводы Г—Д с ТВ на 20-ти подъемных машинах.

Принципиальная схема привода Г—Д с трехконтурной САУ и электрическим задатчиком программы движения приведена на рис. 7.1.

Основными вопросами исследования систем подчиненного регулирования УБСР на промышленных подъемных установках были следующие:

поведение САУ разных структур при известных оптимальных настройках и различном демпфировании;

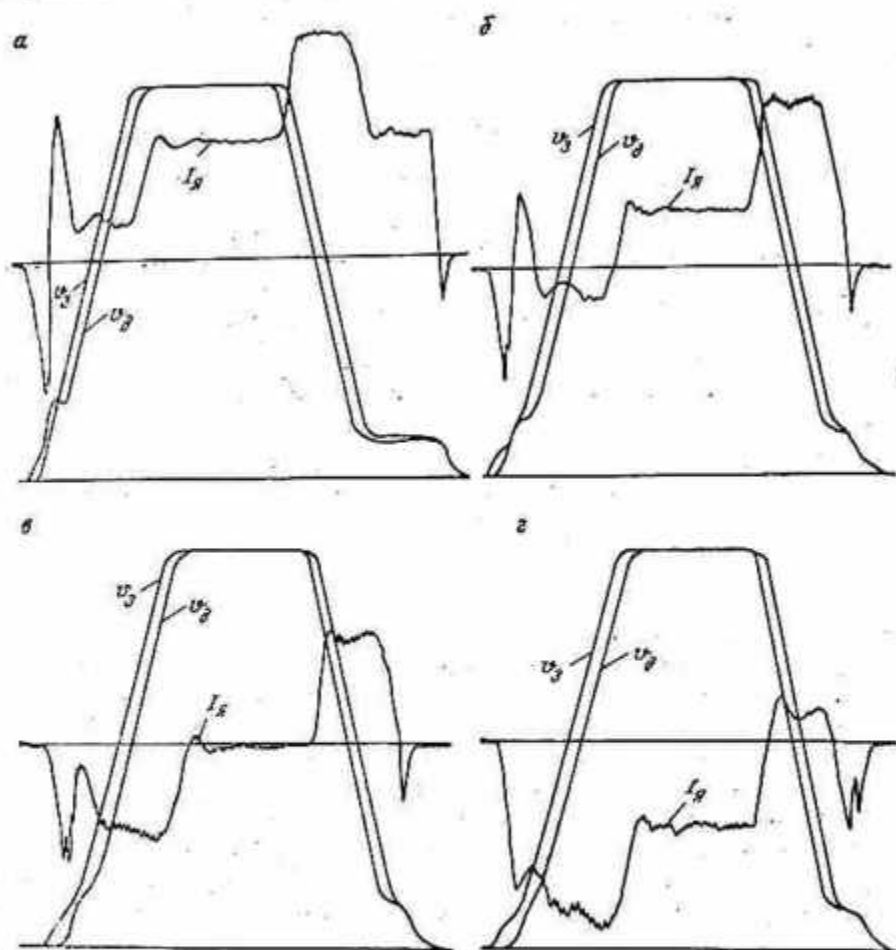


Рис. 7.2. Осциллограммы работы привода клетевой машины Урупского рудника с приводом Г—Д и УБСР с настройкой регуляторов САУ по МО:
 а — спуск порожней клетки со второго горизонта на третий; б, в — спуск клетки с вагонеткой, груженной лесом и кирпичом, с третьего горизонта на пятый; г — подъем клетки с вагонеткой, груженной лесом, с пятого горизонта на третий

влияние на процессы управления приводом технологических особенностей подъемных установок и программ движения. Установление влияния на процессы управления приводом особенностей исполнения оборудования подъемных установок, включая люфты в передачах от двигателя к машине и тахогенератору и др;

Влияние на процессы основных возмущающих воздействий: при реакции на скачок заданного напряжения, при выполнении рабочих программ движения, при реакции на скачок нагрузки; оценка влияния настройки регуляторов (контуров) путем сравнения процессов в контуре с полем стандартных процессов и соответствующих определителей степени демпфирования.

Испытания трехконтурной САУ—С: ЗИ, АП, РС—ПИ, РТ—ПИ, РН—ПИ в приводе Г—Д клетевой машины Урупского рудника

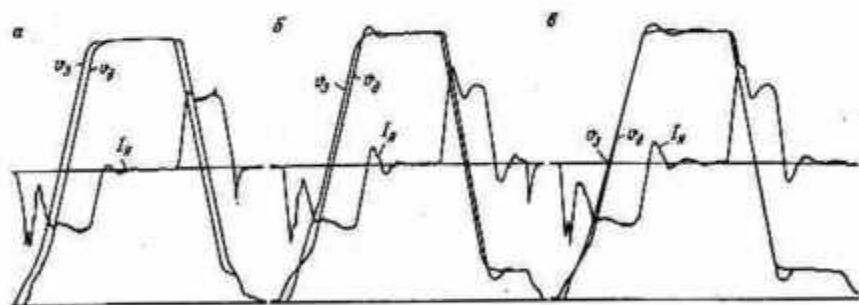


Рис. 7.3. Осциллограммы движения клетки с полугрузным вагоном, полученные при настройке САУ по МО с последовательным уменьшением величины постоянной времени фильтра:

а — $T_{ac} = 0,72$; б — $T_{ac} = 0,55$; в — $T_{ac} = 0$

выявили невозможность использования настройки РС, близкой к СО. Из-за влияния нелинейностей, наличия в системе слабо демпфированного звена—канатов процессы изменения скорости привода имели колебательный характер. Установлено, что нет необходимости выдвигать требования высокого быстродействия при обработке случайных скачков нагрузки при программном регулировании скорости. Приемлемое быстродействие обеспечивается при настройке по МО. Осциллограммы рис. 7.2 соответствуют настройке системы по МО, которая оказывается необходимой для всех условий эксплуатации. Масштабы записанных параметров равны $m_{v_3} = 2,9$ мм/В, $m_v = 199$ мм/(м·с); $m_{I_3} = 0,033$ мм/А, $m_I = 2,5$ мм/с. Напряжения $U_{r, r \max} = 91$ В, $U_{r \max} = 160$ В.

Цикловые осциллограммы (рис. 7.2) описывают работу привода по подъему-спуску порожней клетки и грузов в клету при полуавтоматическом управлении, характеризующуюся перестановкой рукоятки КАР в крайнее положение пуска заданного направления. На осциллограммах ошибка задания поддержания v_{\max} не превышает 1 %, а $dI_3/dt = 1,2 \div 1,5 I_{3.н.}$

Осциллограммы (рис. 7.3) сняты при использовании на входе РС фильтра с различной величиной постоянной времени, изменяющей величину ошибки между v_3 и v_4 . В режиме установившегося слежения при разгоне и замедлении регулируемая величина v

воспроизводится с разной погрешностью $\Delta v_{дин}$, зависящей в основном от величины постоянной времени фильтра на входе САУ ($T_{ас}$). При выборе $T_{ас}$ по условию настройки по МО ошибка по скорости находится в пределах $0,05 v_{max}$ по времени — около $0,5-1$ с. При этом изменяется ошибка регулирования по пути разгона-замедления. Так как в разработанной системе импульс на начало замедления выбирается путевыми выключателями в одной и той же точке пути, то суммарная величина ($h_3 + h_{дог}$) пути за-

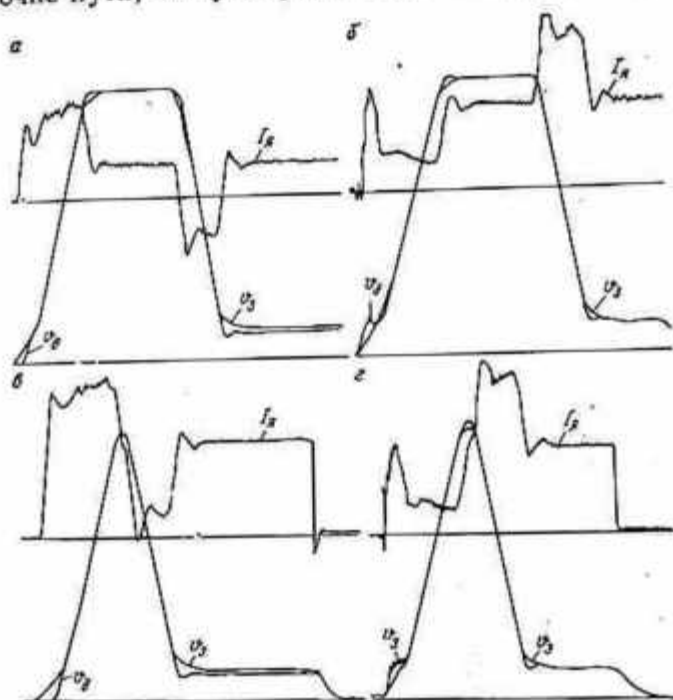


Рис. 7.4. Осциллограммы при принятой для эксплуатации настройке САУ: а, б — разъемы через один горизонт; в, г — разъемы между соседними горизонтами

медления и дотягивания до заданной точки остановки постоянная. Поэтому при возрастании $T_{ас}$ уменьшается время $u_{дог}$ и путь дотягивания $h_{дог}$, величины которых в зависимости от $T_{ас}$ указаны на осциллограммах. При отсутствии аperiodического звена АП на входе РС обеспечивается практическое совпадение u_d с u_3 на основных участках разгона-замедления. На осциллограммах (рис. 7.3) при $T_{ас} = 0$ практически нет «щели» между u_3 и u_d . Отклонение u_d от u_3 в режиме программного регулирования наблюдается только в начале и конце периодов разгона и замедления подъемной машины, оно составляет не больше $0,005 v_{max}$.

Исключение аperiodического звена на входе РС при компенсирующем действии регуляторов системы позволяет уменьшить ди-

намическую ошибку по скорости $\Delta v_{\text{дин}}$ и пути $\Delta h_{\text{дин}}$. Однако при $T_{\text{ас}} = 0$ возникает σ_I, σ_v . На осциллограммах (рис. 7.3) перерегулирование на различных уровнях скорости и по току составляет $\sigma_{v_{\text{max}}} = 4,5\%$, $\sigma_{I_{\text{н}}} = 0,3 I_{\text{н}}$. Наличие $\sigma_{v_{\text{max}}}$ является недостатком настройки системы, возникает опасность срабатывания ЭОС-2 на максимальной скорости и нарушение ПБ.

Уменьшение перерегулирования по основным параметрам привода достигается с уменьшением величины рывка в программе за-

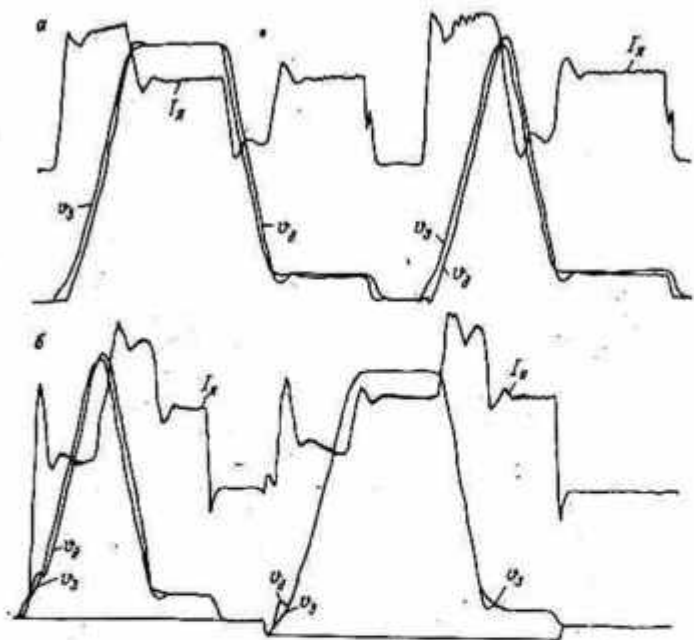


Рис. 7.5. Осциллограммы лифтовых разездов порожней клетки с площадки + 9 м на второй горизонт между горизонтами вторым и пятым (а) и обратно (б). Настройка УБСР по МО, $T_{\text{ас}} = 0,5$ с

дания скорости (рис. 7.4). Это возможно с увеличением постоянной времени промежуточного интегратора ЗИ.

На рис. 7.5 приведены осциллограммы лифтовых разездов порожней клетки вниз от грузовой площадки + 9 м до второго горизонта и между горизонтами и обратно. Система управления с электронным задатчиком программы движения, способна выполнить треугольную диаграмму разезда между двумя заданными точками пути и двумя горизонтами при любых заданных v_{max} и j_{max} , если автоматически обеспечивается сигнал на замедление. Осциллограммы (рис. 7.5) соответствуют равенству заданных значений ускорения и замедления, поэтому достигаются равнобокие треугольные диаграммы скорости. При этом устраняется недостаток применения

аппарата АЗК с программно-профильным устройством, заключающийся в невозможности обеспечить разъезд между горизонтами, если при заданных значениях скорости и ускорения сумма пути разгона и замедления оказывается больше расстояния между горизонтами.

Формирование программы движения с ограничением заданного рывка обеспечивает постоянство темпа изменения тока, и тем самым — ограничение нагрузки на механическое оборудование подъемной машины, исключение или ограничение колебаний каната во время движения. Это подтверждается отсутствием на осциллограммах колебаний якорного тока с частотой, соответствующей колебаниям механической системы подъема. Колебания в канате ограничиваются и практически отсутствуют благодаря демпфирующему действию привода Г—Д, характеризующегося двумя значительными постоянными времени: электромагнитной постоянной генератора $T_g = 1 \div 4$ с и электромеханической постоянной привода $T_m = 0,5 \div 1,2$ с.

Формирование плавных переходов задающего напряжения позволяет повысить быстродействие контура регулирования скорости и на этой основе выполнить построение более точной системы регулирования.

Необходимо отметить, что ограничение ρ_3 в программе заданной скорости выгодно с точки зрения энергетики: плавный переход к максимальной установившейся скорости ограничивает пик потребляемой мощности.

На величину $\Delta v_{\text{дин}}$ оказывает влияние закон изменения U_3 . При воспроизведении U_3 по параболическому закону или близкому к нему в системе практически полностью устраняется погрешность как в режиме установившегося слежения, так и в переходном.

Погрешность воспроизведения регулируемой величины — скорости в режимах установившегося слежения при разгоне и замедлении зависит не только от оптимальности настройки регуляторов (быстродействия системы, величины постоянной времени T_{ac} аperiodического звена на входе РС), но также от величины ускорения. Переходная составляющая погрешности по скорости Δv_d уменьшается при уменьшении темпа изменения U_3 и ускорения.

Поэтому в диаграммах движения целесообразно предусматривать первоначальный участок разгона с меньшим ускорением по сравнению с основным участком разгона, что принято на промышленных установках.

На трех из внедренных САУ приняты разные настройки и разные ускорения на подъеме:

Урупского рудника

$$a_{\text{н}} = a_{\text{т}} = a_{\text{с}} = b_{\text{с}} = 2,0 \text{ и } j = 0,7 \text{ м/с}^2;$$

шахты «Магнетитовая»

$$a_{\text{н}} = a_{\text{т}} = a_{\text{с}} = b_{\text{с}} = 2,5 \text{ и } j = 0,5 \text{ м/с}^2;$$

Солигорского рудника

$$a_n = a_T = a_c = b_c = 3 \text{ н } j = 1,1 \text{ м/с}^2.$$

Уменьшение $\Delta v_{\text{дин}}$ может быть осуществлено применением тиристорного преобразователя-возбудителя с транзисторной СИФУ, обладающей меньшей постоянной времени, чем обеспечиваются снижения коэффициентов при высших производных характеристического уравнения системы регулирования и повышение быстродействия.

Испытания показали, что при нормальной работе машины эффективное гашение поля генератора может осуществляться переключением цепи обратной связи РС на время стоянки машины. При стоянке поддерживается практически $I_n = 0$. Возможная ошибка вследствие дрейфа нуля датчика тока ДТ не более $0,03 I_n = 50 \text{ А}$. На время аварийной остановки машины главная цепь привода размыкается автоматом. При этом размыкается цепь обратной связи РТ. Дрейф усилителя, выполняющего функции регулятора РТ, может привести к броскам I_n при повторном включении автомата. Для исключения бросков тока следует переключать РТ блок-контактами автомата главного тока.

Гашение поля генератора при отключении автомата главного тока может осуществляться замкнутым контуром регулирования напряжения.

Управление электроприводом посредством командоаппаратов ручного управления КАР. На промышленных подъемных установках управление посредством КАР сводится к заданию любого нового значения установившейся скорости, а переходный процесс с заданным постоянным ускорением и ограниченной величиной рывка формируется задатчиком — формирователем программы движения.

Осциллограммы управления подъемными машинами с приводом Г—Д и УБСР Солигорского, Высокогорского и Урупского рудников приведены на рис. 7.6.

На рис. 7.6, а, б показано управление командоаппаратом ручного управления КАР трехконтурной САУ—С при подъеме груза. Скорость подъема изменяется соответственно изменению положения рукоятки командоаппарата. Может быть достигнута любая промежуточная скорость в пределах диапазона регулирования. Постоянный темп изменения скорости определяется задатчиком интенсивности. Системы регулирования обеспечивают высокую точность слежения скорости за изменением положения рукоятки командоаппарата.

В точке С (рис. 7.6, а) осуществляется автоматическое стопорение машины механическим рабочим тормозом, при этом одновременно переключается контактом последний усилитель ЗИ. Движение при ручном управлении ограничено параметрами диаграммы автоматического управления.

Осциллограмма (рис. 7.6, в) характеризует управление в режиме ревизии в приводе Г—Д подъемной машины Солигорского

рудника. Максимальная скорость реверсии установлена выше скорости дотягивания. Время установления максимального значения скорости реверсии составляет 0,4 с. Система регулирования обеспе-

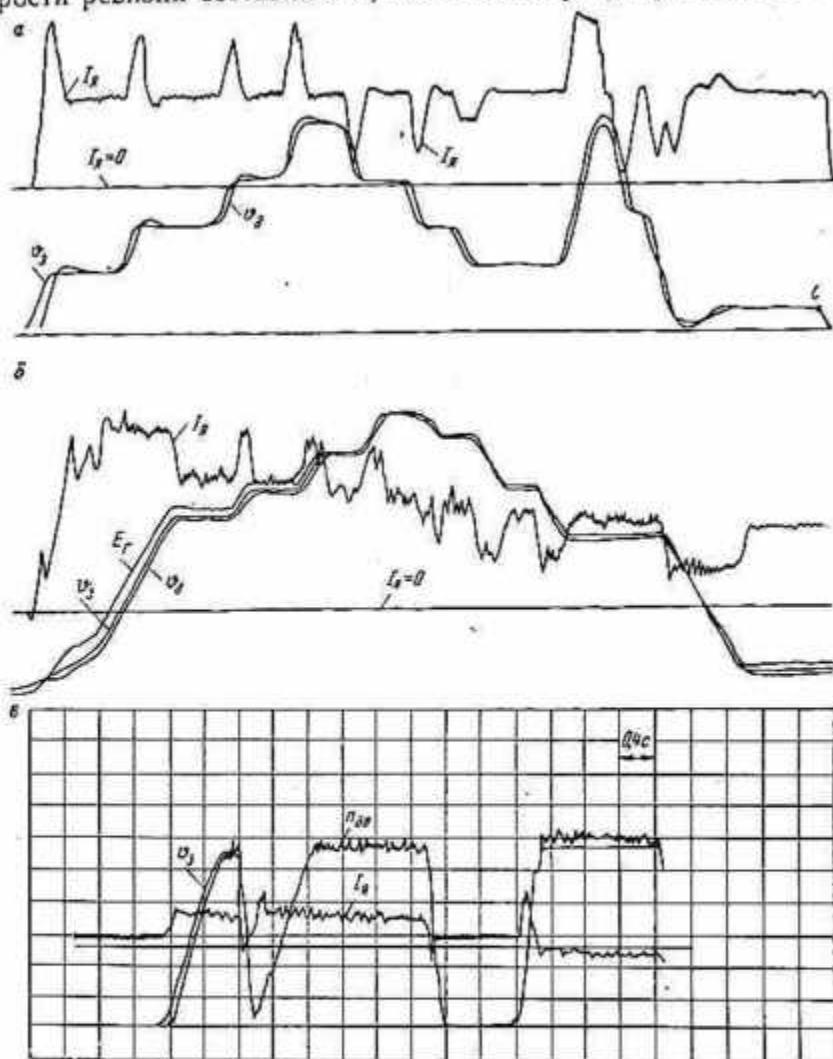


Рис. 7.6. Осциллограммы управления подъемными машинами с приводом Г—Д и УБСР от сельсинного командоаппарата КАР в режиме ручного управления (а, б), в режиме реверсии (в)

чивает поддержание скорости реверсии с точностью 5 % при изменении статической нагрузки в пределах 30 %.

Проверен процесс пуска машины (с БЦКБ) при положении скипа на разных уровнях в стволе и при разной статической нагрузке. Так как определяемая задатчиком интенсивности программа движения при трогании одна и та же, то пусковой ток возрастает по

мере навивания поднимающейся ветви каната на конус. Наиболее трудные условия пуска при подъеме грузовой ветви каната — с конца конуса. Для осуществления пуска при расположении поднимающейся ветви каната с грузом в конце конуса можно использовать токоограничение.

Система обеспечивает осуществление ручного управления при перестановке барабана.

При автоматическом управлении рукоятка КАР устанавливается в любое крайнее положение пуска В или Н. Полуавтоматическое управление отличается перестановкой рукоятки КАР в крайнее положение пуска заданного направления в каждом полуцикле движения.

7.2. Результаты промышленных исследований систем подчиненного управления положением подъемного сосуда

Промышленные исследования САУ—П выполнены на клетевой установке Урупского рудника. САУ—П четырехконтурная, перестроена из трехконтурной САУ—С посредством отключения про-

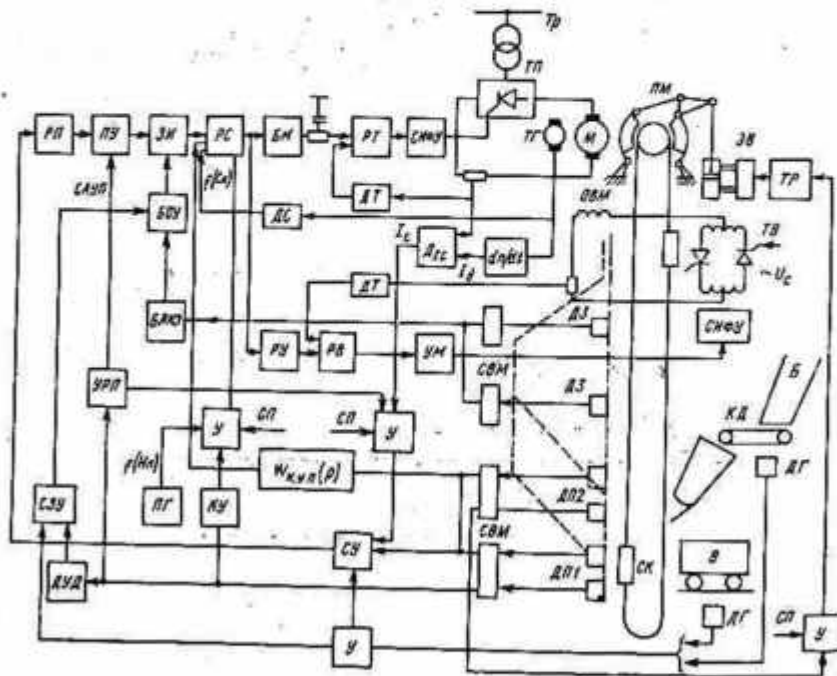


Рис. 7.7. Система регулирования скорости машины, положения сосудов для подъемных установок большой глубины:

ТП, ТВ — тиристорные преобразователи; М — подъемный двигатель; РС, РТ, ДС, ДТ — регуляторы и датчики скорости и тока; ЗН — задатчик интенсивности; ДП — РП — датчик, регулятор положения; ДГ, ДГс — датчик груза и статического тока; ДУД — датчик груза на принципе упругой деформации каната; СЗУ — суммирующее запоминающее устройство; ПГ — переключатель горизонтов; БЛНЗ, БОУ — блоки логики начала замедления, ограничения ускорения; К.у.п — корректирующее устройство САУ—П; СП — сигнал пусковой

граммного задания скорости и подключения на входе РС датчика-регулятора положения ДП—РП. Принципиальная схема САУ—П приведена на рис. 7.7. Схему используют при работе в автоматике с заданием горизонта назначения.

Система регулирования положения испытана в режимах выравнивания клетки на уровне пятого горизонта с $H_n = 312$ м и при

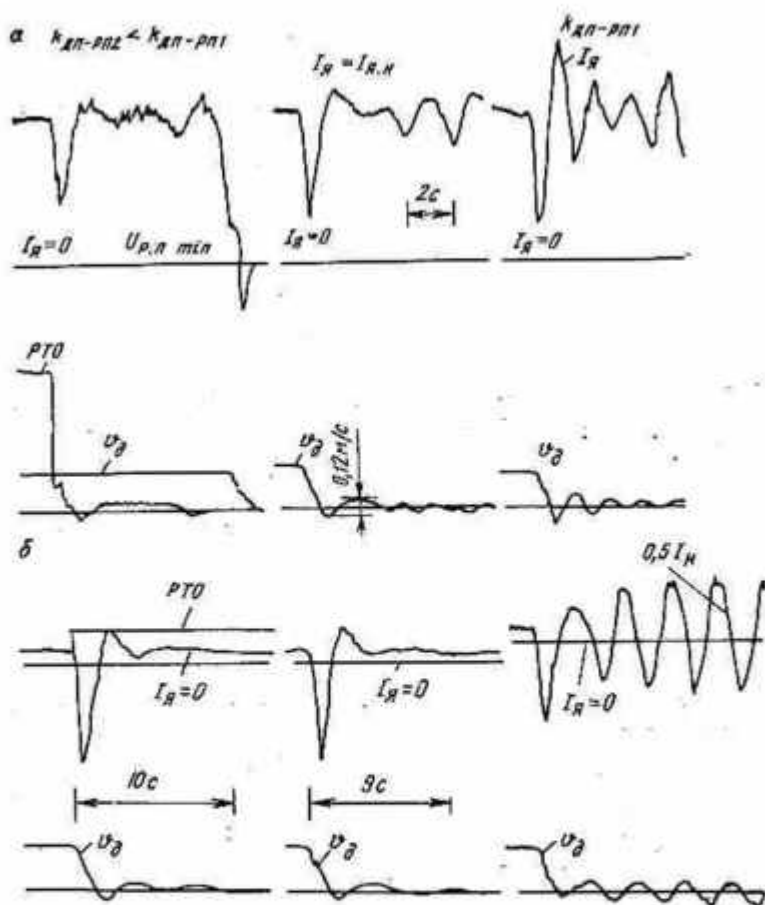


Рис. 7.8. Процессы в САУ—П при изменении $k_{д. п-р. п}$
 а — груженная вагонетка; б — порожняя вагонетка

$Q_c = \text{const}$, а также в режиме регулирования заданного положения при изменении $Q_{гр}$ и вкатывании-выкатывании вагонетки.

Испытания четырехконтурной системы ДП—РП—П, АП, РС—ПИ, РТ—ПИ с настройкой по МО показали, что аperiodическое звено АП на входе РС при регулировании положения клетки не следует использовать, так как возрастающее перерегулирование по пути может превысить зону регулирования ДП. Настройка САУ—П

без корректирующих связей обеспечивает нормальное регулирование лишь для вполне определенной величины Q_r и значения коэффициента датчика положения. Уменьшение $k_{д.п.-р.п}$ исключает колебательность процесса управления, но при этом увеличивается Δl и процесс регулирования растягивается во времени (рис. 7.8).

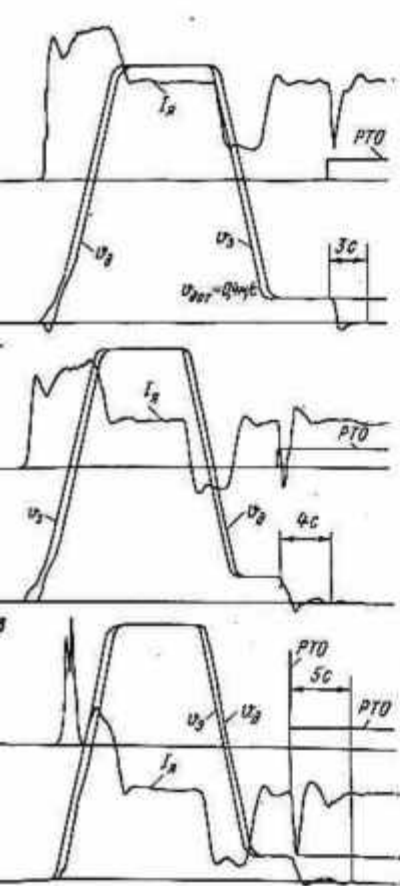


Рис. 7.9. Осциллограммы регулирования положения на заданном уровне клетки;

а — порожней; б — груженной лесом; в — с вагонеткой, груженной цементом. Настройка РС при регулировании скорости по МО с АП на входе, при регулировании положения — близкая к СО

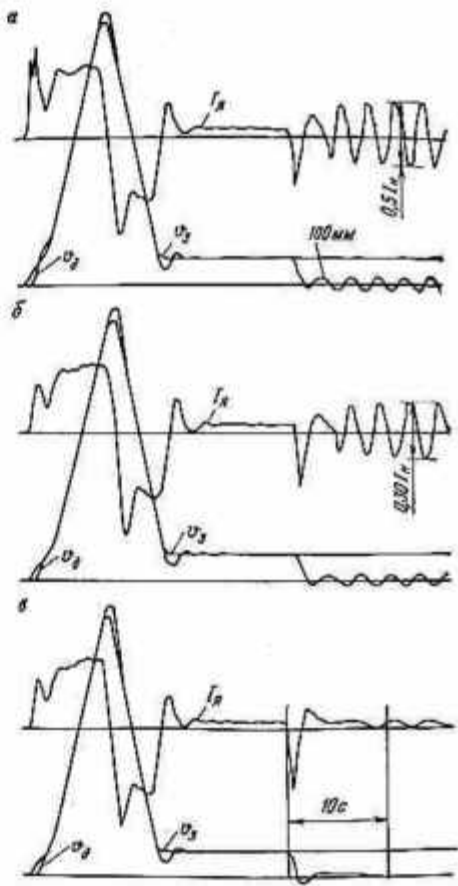


Рис. 7.10. Осциллограммы регулирования положения клетки на заданном уровне с корректирующей связью по якорному току привода, $U_{д.г} = 0,5 В$;

а — $k_{р.п} = 0,35$; $R_d = 36 кОм$; б — $k_{р.п} = 0,35$; $R_d = 51 кОм$; в — $k_{р.п} = 0,35$; $R_d = 75 кОм$

Величину $k_{д.п.-р.п}$ следует выбирать такой, при которой процесс регулирования сохраняется без колебаний I_d и U_d при $I_c \leq \pm I_{н.н}$.

На рис. 7.9 показаны осциллограммы, заканчивающиеся нормальным процессом выравнивания клетки на заданном уровне при раз-

ных нагрузках. Параметры САУ—С с АП и РС выбраны по МО, САУ—П принята без АП. Настройка на СО без АП не могла быть использована, так как в САУ—П возникают автоколебания. Осциллограмма, показанная на рис. 7.9, а, соответствует спуску на пятый горизонт и выравниванию на уровне его приемной площадки порожней клетки, на рис. 7.9, б — спуску клетки с лесом, на рис. 7.9, в — спуску вагонетки с цементом. При программном регулировании скорости динамическая ошибка по скорости — около 0,1 м/с. Характерным является то, что период движения с $v_{\text{доп. уст}}$ после срабатывания реле РТО занимает $t_{p \text{ min}} = 0,2$ с. Регулирование положения начинается с отклонением I_n в одну сторону для обеспечения втягивания клетки в зону ДП. Независимо от $\pm I_c$ скорость изменяет знак на небольшом пути. Процесс выравнивания клетки в зоне ДП несколько изменяется в зависимости от знака и величины нагрузки. При регулировании положения клетки, груженной лесом (см. рис. 7.9, б), участок движения со скоростью другого знака оказывается, естественно, меньше, чем при порожней клетки (см. рис. 7.9, а). На рис. 7.9, в видно отклонение клетки от уровня в сторону, определяемую знаком I_c . Ток и скорость для процессов, показанных на рис. 7.9, а, б, устанавливаются в течение полу- или периода, равного 2—4 с, а для процессов, показанных на рис. 7.9, в, в течение полутора периодов — 5 с.

Были проведены испытания четырехконтурной системы с настройкой по МО с использованием корректировки характеристики ДП по нагрузке в виде компаундирования и использования датчиков статической нагрузки ДСН. Простым способом повышения статической точности САУ—П является применение компаундирующей связи по I_n вводимой на вход РТ. В установившемся режиме компаундирование по I_n уменьшает $\Delta h_{\text{ст}}$. Положительная связь по I_n ускоряет достижение заданного положения по h . В переходных процессах она при ее усилении вызывает колебания системы.

На рис. 7.10 приведены осциллограммы регулирования положения клетки, показывающие влияние изменения передаточного коэффициента компаундирующей связи по току k_{I_n} путем изменения добавочного сопротивления в цепи этой связи R_d . Максимальное входное напряжение связи $U_{\text{max ком}} = 12$ В при $I_{n.н} = 700$ А, $k_{p.н} = \frac{R_{он}}{R_{зн}} = 0,35$. При увеличении k_{I_n} соответствующего $R_d = 36$ кОм в САУ—П имеют место незатухающие колебания I_n и v . Частота колебаний — 0,5 пер/с, амплитуда тока — 0,5 I_n . Амплитуда наибольшего отклонения клетки в обе стороны от уровня доходила до 800 мм. При уменьшении k_{I_n} , соответствующего $R_{d.з} = 75$ кОм (колебания I_n и v устраняются), достигается нормальный процесс регулирования с затуханием в течение полутора-двух периодов за время 3—7 с в зависимости от $Q_{г.к}$. Продолжительность процесса регулирования до момента стационарного выравнивания увеличивается в 1,5 раза по сравнению с системой без компаундирования.

Для повышения статической точности САУ—П со стопорением введена компенсация — пространственный сдвиг характеристики датчика положения в зависимости от напряжения, задаваемого датчиком статической нагрузки ДСН. Датчик выполнен с запоминающим устройством на основе применения шагового искателя. На рис. 7.11 показаны процессы в САУ—П с ДСН при $U_{\text{max д.с.к}} = 12 \text{ В}$ и $I_c = 700 \text{ А}$, если $R_d = 75 \text{ кОм}$. В схеме с ДСН регулирование протекает без колебаний, значительно спокойней,

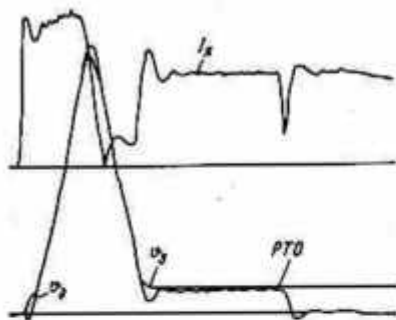


Рис. 7.11. Процессы регулирования положения клетки на заданном уровне с корректирующей связью посредством датчика нагрузки ДСН

чем при использовании компаундирования по току. Применение ДСН для корректировки $U_{\text{д.п}}(h)$ по $|I_c|$ оказывается более целесообразным.

Система испытана в режиме регулирования положения клетки при изменении нагрузки путем выкатывания вагонетки с грузом и вкатывания вагонетки в клеть. На рис. 7.12, а приведены осциллограмма цикла движения с полугруженной вагонеткой $Q_{г.к} = 0,2 Q_{г.н}$ и регулирование положения клетки на пятом горизонте при $H_n = 312 \text{ м}$. Процесс регулирования при изменении $Q_{г.к}$ можно разделить на пять этапов: I (рис. 7.12)—прибытие клетки с вагонеткой в зону ДП и выравнивание клетки на заданном уровне; II —

наложение на клеть качающейся площадки; III — выкатывание вагонетки из клетки; IV — удержание клетки на «весу»; V — вкатывание вагонетки. На I этапе между точками А—Б—В осуществляется выравнивание клетки на уровне, II этап (Б—Г) отличается увеличением нагрузки на клетевую ветвь каната при наложении качающейся площадки на клеть. При этом уменьшается I_n , но настолько, что канатоведущий шкив и тахогенератор продолжают оставаться в неподвижном состоянии. На III этапе в результате изменения разности конечных нагрузок увеличивается I_n и в точке Д достигает значения, соответствующего новой нагрузке. Темп изменения I_n пропорционален темпу выкатывания вагонетки. Скорость движения вагонетки ВГ-2,2 при загрузке-разгрузке изменялась, время вкатывания-выкатывания $t_n = 2 \div 6 \text{ с}$, а $\Delta Q_{г.к}/\Delta t = 8 \div 11 \text{ кН/с}$. На участке Г—Д осциллограммы $v_{\text{д.п. max}} = 0,6 \text{ м/с}$, а $\Delta Q_{г.к}/\Delta t = 8 \text{ кН/с}$. Изменение $Q_{г.к}$ и $M_{\text{дв}}$ приводит в движение машину в направлении увеличения статической ошибки регулирования по пути Δh . САУ—П действуют на электропривод в направлении уменьшения $\Delta h_{\text{ст}}$. Процесс регулирования положения при выкатывании вагонетки заканчивается в течение 3—6 с. Испытания подтвердили, что САУ—П обладает высоким быстродействием,

достаточным для точной отработки изменения I_H , что подтверждается наличием $\sigma_{I_{\text{н min}}}$ в конце III этапа. На V этапе между точками E—H осуществляется выкатывание вагонетки с тем же грузом обратно в клеть с $\Delta Q_r/\Delta t = 8 \text{ кН/с}$. Регулирование заканчивается в течение 3—6 с. Клеть занимает положение, бывшее до выкатывания вагонетки. Испытания подтвердили, что при использовании качающейся площадки обеспечивается практически линейное изменение статической нагрузки при выкатывании-вкатывании вагонетки, что весьма благоприятно отражается на процессе регулирования.

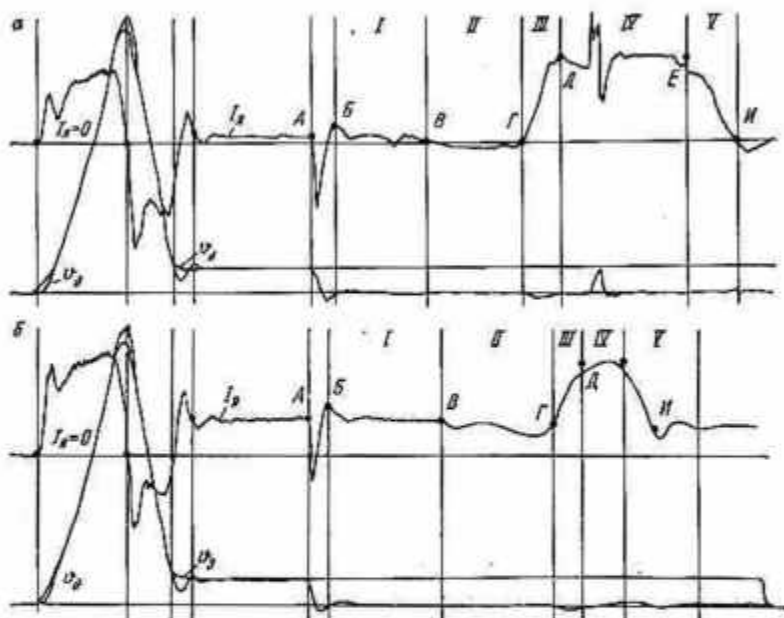


Рис. 7.12. Осциллограммы регулирования положения клетки на заданном уровне при изменении статической нагрузки
 а — выкатывание и вкатывание вагонетки с $Q_r = 0,5 Q_{r.н}$; б — выкатывание и вкатывание вагонетки с $Q_r = 0,25 Q_{r.н}$; $R_d = 75 \text{ кОм}$; $\Delta h_{\text{max}} = 50 \text{ мм}$

Применение качающейся площадки и САУ—П уменьшает примерно вдвое динамическую путевую ошибку по сравнению с обычной системой разгрузки клетки с качающейся площадкой при заторможенной подъемной машине.

Окончание процессов выкатывания и вкатывания вагонетки оказывается качественно различным. Процесс выкатывания благодаря высокому быстродействию САУ—П и демпфирующему действию качающейся площадки заканчивается без перерегулирования.

Рассмотренная система регулирования положения по структурному построению не должна иметь статическую ошибку регулиро-

вания по пути $\Delta h_{ст}$. Однако в реальной системе она имеет место. Процесс регулирования при выкатывании вагонетки из клетки или вкатывании вагонетки в клетку заканчивается уравновешенным состоянием системы со статической ошибкой. Количественная оценка этой ошибки регулирования для разных режимов при отличающихся настройках САУ—П и $H_n = 312$ м приведена в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Основные показатели управления	Статический ток, А		
	$I_n = +560$	$0.5 I_n = +320$	$0.5 I_n = -850$

САУ — П без АП, МО

Напряжение $U_{д.п.}$, В	+1,5	+0,75	-1,0
Динамическая ошибка $\Delta h_{д.}$, мм	+80	+40	-6,5
Статическая ошибка $\Delta h_{ст.}$, мм	+30	+15	-20
Время регулирования t_p , с	3	1,5—5	4

САУ — П без АП, МО, ДСН

Напряжение $U_{д.п.}$, В	+0,75	+0,37	-0,5
Динамическая ошибка $\Delta h_{д.}$, мм	+60	+30	-45
Статическая ошибка $\Delta h_{ст.}$, мм	+15	+7,5	-10
Время регулирования t_p , с	5	8	6
Скоростная ошибка $\Delta \sigma$, м/с	0,01	0,01	0,01

Там же приводится динамическая ошибка при $\Delta Q_r / \Delta t = 10$ кН/с.

На промышленной установке оказалось, что при равенстве нагрузки разных знаков величины $\Delta h_{д.}$ и $\Delta h_{ст.}$ отличаются на 20%. Это можно объяснить асимметрией характеристики ДП относительно заданного уровня регулирования.

Промышленные испытания четырехконтурной САУ—П с использованием качающейся площадки показали, что величина $\Delta h_{д.}$ при $H_n = 320$ м оказалась на 20% больше по сравнению с ошибкой, полученной для той же системы при моделировании. Это дает основание определить пригодность четырехконтурной САУ—П с настройкой по МО и $T_{\mu} = 0,03$ с без корректирующих связей при $H_n \leq 400$ м и такой же системы с $T_{\mu} = 0,01$ с при $H_n \leq 800$ м, а также признать реальными и все другие выводы, сделанные при моделировании.

В режиме регулирования положения сосудов подъемный двигатель некоторое время находится под током в неподвижном состоянии. При промышленных испытаниях ухудшения работы двигателя не наблюдалось. Этот режим мало отличается по величине тока и времени от режима работы двигателя при отторжении машины, повторяющего каждый цикл.

Внедрение четырехконтурной САУ—П впервые в отечественной практике рудничного подъема на клетевой машине с приводом Г—Д и ТВ Урупского рудника подтвердило ее высокие качественные показатели.

Промышленные испытания этой четырехконтурной САУ—П, в которую входит трехконтурная САУ—С без ЗИ—АП с $I_{\mu} = 0,03$ с и настройкой по МО без корректирующих связей, показали, что она удовлетворяет требованиям регулирования при $H_{п} = 320$ м и может быть пригодна при $H_{п} = 400$ м. Та же система с $T_{\mu} = 0,01$ с пригодна при $H_{п} = 800$ м. Подтверждается ранее сделанный при моделировании вывод о том, что необходимость в применении корректирующих связей может возникнуть при $H_{п} > 400$ м.

В промышленных условиях применение настройки по СО без АП оказывается невозможным ввиду влияния нелинейностей типа люфт в передачах машины и упругих свойств каната.

Корректирующая положительная связь по току уменьшает ошибку регулирования по пути, но увеличивает колебательность переходного процесса, увеличивает время регулирования в 1,5—2 раза. Корректировка с датчиком статической нагрузки исключает влияние на переходный процесс, почему ее применение более целесообразно. Использование датчика статической нагрузки, построенного на принципе измерения динамической составляющей тока с помощью элементов УБСР, дает значительное качественное улучшение регулирования и может быть рекомендовано для промышленных систем.

Наложение качающейся площадки на клеть оказывает демпфирующее действие на процессы в САУ—П.

Испытания подтвердили, что при использовании качающейся площадки обеспечивается практически линейное изменение статической нагрузки при вкатывании-выкатывании вагонетки из клетки, что весьма благоприятно сказывается на регулировании.

В процессе регулирования положения клетки при вкатывании-выкатывании вагонетки с разными грузами изменение тока практически следует за изменением груза, если темп $(\Delta Q_r / \Delta t) \leq 5 \rightarrow 9$ кН/с, а максимальное перерегулирование тока не превышает $I_{н.н.}$

Регулирование положения клетки при вкатывании-выкатывании вагонетки оказывается качественно различным. При вкатывании оно оказывается более колебательным из-за более быстрого изменения нагрузки с учетом устранения нагрузки от качающейся площадки, отходящей от клетки в момент выкатывания вагонетки.

Применение качающейся площадки и САУ—П уменьшает примерно вдвое динамическую путевую ошибку по сравнению с обычной системой разгрузки клетки с качающейся площадкой при заторможенной подъемной машине. В САУ—П с изменением в процессе регулирования положения статической нагрузки для уменьшения Δh_c следует использовать датчик статического тока.

Дальнейшее развитие электропривода в различных его исполнениях и автоматизированных систем управления применительно к рудничным подъемным установкам определяется достижениями в электромашиностроении, в силовой преобразовательной технике, в технике автоматического управления, включая элементы и средства автоматизации, а также решением некоторых специфических вопросов в области теории и практики рудничного подъема.

Вследствие известных преимуществ привод постоянного тока и в дальнейшем будет широко применяться, особенно в безредукторном исполнении, хотя не исключается и применение редукторного привода с быстроходными двигателями. Основная тенденция развития по компоновке и исполнению подъемного двигателя намечается в направлении исключения промежуточных устройств и звеньев между двигателем и подъемной машиной. На первом этапе — это консольное исполнение двигателя для исключения соединительных муфт между валами и уменьшения числа подшипниковых опор. В таком исполнении привод может быть как однодвигательным, так и двухдвигательным. На втором этапе по мере развития электромашиностроения — это объединение функций приводного двигателя и подъемной машины в одном агрегате, где роль органа навивки или канатоведущего шкива будет выполнять исполненный соответствующим образом элемент самого двигателя. Это позволит значительно снизить вес силового электромеханического оборудования, что особенно важно для многоканатных подъемных установок.

Широкое применение тиристорных преобразователей в приводе постоянного тока обуславливает переход на двигатели с шихтованной станиной, следствием чего является улучшение технико-экономических показателей привода.

Кроме этого важным для привода подъемных установок является оптимизация параметров машин постоянного тока в соответствии с принципами, которые предложил д-р техн. наук Н. А. Тищенко применительно к реверсивным и нереверсивным прокатным двигателям.

Дальнейшее применение в зависимости от конкретных условий горных предприятий и технологических требований найдет привод по системе Г—Д, оснащенный тиристорными преобразователями для автономного питания обмоток возбуждения генератора и двигателя. Широкое использование найдет привод по системе ТП—Д на основе двухкомплектного силового преобразователя с раздельным управлением или схема привода с нереверсивным силовым преобразователем в якорной цепи и реверсивным в цепи обмотки возбуждения. Для скиповых подъемных машин оказывается предпочтительным применение привода с реверсом возбуждения, как имею-

шего минимальную стоимость и наименьшие массогабаритные показатели.

В области автоматизации подъемных установок можно отметить следующие основные направления:

переход на бесконтактные элементы автоматики взамен релейно-контактных;

совершенствование существующих и разработка новых датчиков и функциональных узлов, используемых в системах контроля, управления и защиты;

дальнейшее совершенствование систем управления приводом на основе аналоговых, аналого-дискретных и цифровых унифицированных блоков регулирования;

создание автоматизированной системы управления технологическим процессом подъема полезного ископаемого при рассмотрении подъемной установки как звена в общем технологическом комплексе.

Для удовлетворения возрастающих требований к системам автоматического управления приводом подъема, создания надежной защиты подъемной установки в целом и отдельных ее элементов, автоматизированной системы управления подъемной установкой как технологического звена необходимы совершенные датчики и устройства, обеспечивающие высокую точность измерения и контроля параметров.

К числу таких датчиков и устройств относятся: датчики частоты вращения канатоведущего органа с выходным сигналом в непрерывной и дискретной форме; датчики положения подъемного сосуда на уровне его загрузки и разгрузки; устройства взвешивания концевого или полезного груза; датчики непрерывного контроля скорости и положения непосредственно подъемного сосуда в стволе; датчики контроля процесса загрузки и разгрузки подъемного сосуда; устройства контроля проскальзывания подъемных канатов.

Системы управления приводом на основе УБСР и УБСР—АИ, построенные по принципу подчиненного управления в двух- и трехконтурном исполнении, в основном удовлетворяют требованиям к точности исполнения технологических операций на малых и средних высотах подъема. Для управления приводом (особенно в режиме регулирования положения) на больших высотах $H_n = 800 + 1500$ м существенное влияние на динамику оказывает упругий элемент — канат, имеющий наименьшую жесткость. Уменьшение этого влияния достигается введением в САУ дополнительных корректирующих связей. Возможные ошибки управления (скоростная, путевая) приводом следует отнести не к принципу формирования САУ, а к точности измерения и задания регулируемых координат привода.

Перспективным с точки зрения улучшения качества процесса регулирования и точности систем является переход на аналого-дискретный принцип регулирования. При этом пропорциональную часть соответствующего контура регулирования рационально ре-

лизовать по непрерывному, а интегральную или дифференциальную — по дискретному принципу.

Автоматизированная система управления по технологии ее функционирования обеспечивает сбор и переработку информации об управляемом объекте и выработку управляющего воздействия. Применительно к рудничному подъему вопросы создания системы управления могут решаться по-разному в зависимости от конкретных условий и требований. Однако независимо от этого во всех случаях одной из основных функций системы является формирование программы управления, что осуществляется программным устройством.

В зависимости от вида программы системы можно разделить на системы с фиксированной или жесткой программой и системы с перенастраиваемой или плавающей программой. Системы с фиксированной программой наиболее простые и применяются на подъемных установках, работающих на один горизонт. Реализация такой программы может осуществляться с помощью элементов УБСР.

Наиболее сложными являются системы с перенастраиваемой программой. Такие системы найдут применение на установках, работающих на несколько горизонтов, а также на установках, где есть необходимость регулирования производительности. Здесь алгоритм управления должен быть гибким, обеспечивая рациональный режим работы установки в зависимости от высоты подъема и требуемой производительности. В этом случае реализация алгоритма управления может быть осуществлена двумя методами: введением линейных и нелинейных обратных связей в сочетании со специальной схемой логики; построением программного устройства на элементах вычислительной техники или использованием управляющей вычислительной машины.

1. Бутаев Ф. Д., Эттингер Е. М. Вентильный электропривод, М., Госэнергоиздат, 1961.
2. Ваилов А. А. Частотные методы расчета нелинейных систем. М., Энергия, 1970.
3. Васильев Б. В., Динкель А. Д., Сальников И. Я. Программное устройство задания скорости шахтных подъемных машин.— Электротехника, 1975, № 10, 34—36 с.
4. Гарнов В. К., Рабинович В. Б., Вишневецкий Л. М. Унифицированные системы автоуправления электроприводом в металлургии. М., Металлургия, 1971.
5. Давыдов Б. Л. Вариационные методы теории рудничного подъема.— В кн.: Рудничный подъем, М., 1953, с. 340—351.
6. Динкель А. Д., Любимов Э. В. Синтез нелинейной оптимальной системы регулирования привода рудничного подъема.— Изв. вузов. Электромеханика, 1965, № 9, с. 24—30.
7. Еланчик Г. М., Проходцев Е. А. Шахтные стационарные установки. М., изд. МИРГЭМ, 1964.
8. Еланчик Г. М. Развитие шахтного подъема за годы Советской власти.— Горные машины и автоматика. 1967, № 10, с. 20—24.
9. Зусман В. Г. Автоматизация позиционных электроприводов. М., Энергия, 1970.
10. Залесов О. А. Комплексное решение задачи подъема в опрокидных клетях.
11. Загальский Л. Н., Зильберблат М. Э. Частотный анализ систем автоматического электропривода. М., Энергия, 1968.
12. Иванченко Г. Е. Основы теории и расчета систем автоматического регулирования рудничных подъемных машин. Госгортехиздат, 1961.
13. Корицок Ю. Г., Чермады В. М. Привод шахтных подъемных установок большой мощности. М., Недра, 1972.
14. Ключев В. И. Ограничение динамических нагрузок электропривода. М., Энергия, 1971.
15. Ковалев Л. М. Исследование на АВМ САР привода Г—Д в режиме плавающей подвески с учетом упругости канатов.— Горная электромеханика. Сб. научных трудов, ППИ, 1971, № 117.
16. Квартальный В. В. Динамика электроприводов с упругими звеньями. М., Энергия, 1965.
17. Католиков В. Е. Области применения тиристорного привода с реверсом возбуждения для шахтных подъемных машин.— Сб. трудов ВНИИ-электропривод, 1969, № 3, с. 32—41.
18. Католиков В. Е., Дацковский Л. Х. Состояние и перспективы развития горного электропривода.— Сб. трудов ВНИИЭлектропривод, 1970, № 5, с. 8—14.
19. Никулин Н. И., Савастеев В. Г. Построение системы автоматического управления шахтной подъемной установки с ионным электроприводом при нагрузке подъемных сосудов на весу.— Изв. вузов. Горный журнал, 1968, № 4, с. 33—37.
20. Определение оптимальных профилей кулачковых электромеханических задающих устройств ПСАУ/Н. С. Карпышев, Г. К. Корнеев, П. П. Нестеров и др.— В кн.: Специальные системы электропривода, вып. 2. 1967, с. 51—58.
21. Кулаковский А. И. Основы моделирования на аналоговых вычислительных машинах. М., Машиностроение, 1971.
22. Пучков В. С. Определение мощности источников реактивной энергии на промышленных предприятиях по интегральной кривой нагрузки.— В кн.: Материалы к Всесоюзному совещанию по экономии электроэнергии

за счет оптимизации систем электроснабжения и режимов электропотребления предприятий цветной металлургии. Красноярск, 1967, с. 27—30.

23. Пономаренко Ю. Ф. Влияние контакторного управления асинхронным двигателем подъемной установки на прочность канатов.— В кн.: Рудничный подъем. М., 1953. с. 352—380.

24. Правила безопасности в угольных и сланцевых шахтах. М., Недра, 1973.

25. Савастеев В. Г. Рудничная автоматика и телемеханика. М., Углетехиздат, 1958.

26. Слежановский О. В. Реверсивный электропривод постоянного тока. М., Металлургия, 1967.

27. Соколов Н. И. Аналитический метод синтеза линеаризованных систем автоматического регулирования. М., Машиностроение, 1966.

28. Синхронный привод. Под ред. М. Г. Чиликина. М., Энергия, 1967.

29. Терехов В. М. Учет упругости длинных канатов в динамике электропривода подъемников.— Электричество, № 1962, № 6. с. 49—53.

30. Тиристорный электропривод рудничного подъема/А. Д. Динкель, В. Е. Католиков, В. И. Петренко и др. М., Недра, 1977.

31. Тулин В. С. Электропривод и автоматика многоканатных рудничных подъемных машин. М., Недра, 1964, 194 с.

32. Тулин В. С. Системы электропривода в горной промышленности.— Горные машины и автоматика. Недра, 1967, № 10. с. 23—28.

33. Управление вентильными электроприводами постоянного тока/Е. Д. Лебедев, В. Е. Неймар, О. В. Слежановский и др. М., Энергия, 1970.

34. Фишбайн В. Г. Расчеты систем подчиненного регулирования вентиляльного электропривода постоянного тока. М., Энергия, 1972.

35. Чермадых В. М., Ролькин Д. И., Качевский В. В. Системы электропривода и автоматика рудничных стационарных машин и установок. М., Недра, 1977.

Содержание

Введение	3
1. Принципы построения систем управления приводом Г—Д рудничных подъемных машин	6
1.1. Основные положения по построению регулируемого электропривода подъемных машин	6
1.2. Уравнения элементов системы автоматического управления приводом постоянного тока с тиристорным возбуждением	14
1.3. Выбор структурных схем САУ привода Г—Д и определение передаточных функций регуляторов	18
1.4. Трехконтурная система регулирования с регуляторами напряжения, тока и скорости	27
1.5. Двухконтурные системы регулирования скорости	40
1.6. Анализ точности систем подчиненного регулирования	47
2. Исследование систем автоматического управления скоростью привода подъемных машин	51
2.1. Анализ структур систем подчиненного управления скоростью с учетом технологических особенностей работы подъемных машин	51
2.2. Определение параметров настроек регуляторов САУ—С по технологическим требованиям подъемных машин	64
2.3. Поле унифицированных настроек трехконтурной подчиненной системы управления скоростью	75
2.4. Описание динамических процессов в канале	81
2.5. Анализ динамических процессов с учетом упругих свойств каната	88
2.6. Исследование систем управления скоростью с учетом упругих свойств каната при большой глубине подъема	92
2.7. Динамические свойства системы управления приводом подъема с учетом люфтов в механических передачах	101
3. Выравнивание подъемного сосуда на заданном уровне посредством электропривода	111
3.1. Постановка задачи об осуществлении САУ—В и принципиальная электрическая схема	111
3.2. Датчик положения подъемного сосуда. Схема, конструктивные параметры, характеристики	119
3.3. Повышение точности управления САУ—В	127
4. Регулирование положения подъемных сосудов посредством электропривода при загрузке-разгрузке на весу	132
4.1. Постановка задачи и основные принципы построения систем регулирования положения	132
4.2. Упругая деформация каната под действием изменения груза	140
4.3. Обоснование упрощенного описания процесса загрузки сосуда на весу	146
4.4. Процесс загрузки клетки вагонеткой без погрузочных устройств (на весу)	154
4.5. Возможность построения системы управления положением при скачке нагрузки на клеть	161
4.6. Оптимальное время загрузки подъемного сосуда	171
4.7. Сравнение оптимального времени загрузки со временем загрузки по существующим нормам	178

5. Анализ и синтез систем автоматического управления положением сосудов глубоких шахт	187
5.1. Математическое описание процессов в приводе подъема с учетом упругих свойств каната	187
5.2. Анализ колебательных процессов в системе регулирования положения и определение параметров датчика положения	195
5.3. Определение параметров датчика положения с линейной характеристикой	205
5.4. Исследование САУ—П при загрузке сосудов за оптимальное время	206
5.5. Синтез системы автоматического управления положением подъемных сосудов глубоких шахт аналитическим методом	216
5.6. Результаты моделирования системы управления положением при различном характере нагрузки	222
6. Устройства задания и формирования программ движения	232
6.1. Принцип формирования программ	232
6.2. Бесконтактное устройство задания и формирования программ движения шахтных подъемных машин	237
7. Результаты внедрения систем подчиненного управления скоростью и положением	248
7.1. Результаты промышленных исследований систем подчиненного управления скоростью	248
7.2. Результаты промышленных исследований систем подчиненного управления положением подъемного сосуда	256
Заключение	264
Список литературы	267

ВИКТОР ЕРМОЛАЕВИЧ КАТОЛИКОВ
АЛЬФРЕД ДАНИЛОВИЧ ДИНКЕЛЬ
АЛЕКСЕЙ МИХАЙЛОВИЧ СЕДУНИН

Автоматизированный электропривод
подъемных установок глубоких шахт

Редактор издательства Е. Г. Вороновская
Переплет художника Е. Л. Юрковской
Художественный редактор О. Н. Зайцева
Технический редактор О. Н. Ласточкина
Корректор С. Г. Васильева

ИБ № 4044

Сдано в набор 12.10. 82. Подписано в печать 13.1. 83. Т-02616.
Формат 60 X 90 1/16. Бумага типографская № 1
Гарнитура «Литературная». Печать высокая
Усл. печ. л. 17.0. Усл. кр.-отт. 17.0. Уч.-изд. л. 16,8.
Тираж 3500 экз. Заказ 2299/8225—12. Цена 1 р. 20 к.

Ордена «Знак Почета» издательство «Недра», 103633, Москва, К-12, Третьяковский проезд, 1/19.

Ленинградская типография № 4 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли. 191126, Ленинград, Социалистическая ул., 14.

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ

В ИЗДАТЕЛЬСТВЕ «НЕДРА»
ГОТОВЯТСЯ К ПЕЧАТИ
НОВЫЕ КНИГИ

197. РУКОВОДСТВО по ревизии, наладке и испытанию ленточных конвейеров и конвейерных линий угольных и сланцевых шахт/Глухов М. С., Колядин Е. А., Нодельман А. А. и др.—М.: Недра, 1983 (II кв.).— 22 л., ил.— В пер.: 1 р. 50 к. 12 000 экз. 2501020000

Приведены периодичность, объем и технология работ по ревизии, наладке и испытанию шахтных ленточных конвейеров и конвейерных линий, описаны принципы действия и даны краткие технические характеристики, конструктивные особенности механического и электрического оборудования. Изложены необходимые при наладке справочные данные. Освещены вопросы организации работ и техники безопасности.

Для персонала специализированных наладочных бригад, занимающихся вопросами ревизии, наладки и испытания шахтных ленточных конвейеров и конвейерных линий, а также для работников энергомеханических служб, выполняющих техническое обслуживание и ремонт конвейерных линий шахт.

211. СТОРОЖЕНКО М. А., КИРЕЙ А. Ф., МАСЛИЙ А. К. Аппаратура контроля, сигнализации и связи для подъемных установок.—М.: Недра, 1983 (III кв.).— 4 л., ил.— (Б-ка электрослесаря горных предприятий).— 20 к. 10 000 экз. 2501020000

Дано описание аппаратуры контроля, защиты, сигнализации и связи как в общепромышленном исполнении для шахтных подъемных машин, устанавливаемых на поверхности, так и во взрывобезопасном исполнении для малых подъемных машин, устанавливаемых в подземных условиях. Рассмотрена радионейтральная аппаратура контроля, бесконтактная аппаратура шахтной ствόловой сигнализации и связи, аппаратура защиты от зависания и проскальзывания подъемных канатов.

Для электрослесарей горных предприятий.

Интересующие Вас книги Вы можете приобрести в местных книжных магазинах, распространяющих научно-техническую литературу, или заказать через отдел «Книга — почтой» магазинов: № 17 — 199178; Ленинград, В. О., Средний проспект, 61; № 59 — 127412, Москва, Коровинское шоссе, 20

Издательство «Недра»