

РР41-501
Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи
УДК 621.9.06-82

КОЛПАКОВ Валерий Николаевич

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА ГИДРОФИЦИРОВАННОГО ПРИВОДА
ПОДАЧИ СИЛОВОГО СТОЛА АГРЕГАТНОГО СТАНКА
С ПУТЕВЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Специальность - 05.03.01 - Процессы и машины обработки материа-
лов резанием, автоматические линии

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1984

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана

Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент КУЗНЕЦОВ М.М.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор НАХАПЕТЯН Е.Г.
- кандидат технических наук,
с.н.с. МЕЛИХОВ Е.В.

Ведущее предприятие - ордена Трудового Красного
Знамени экспериментальный
научно-исследовательский
институт металлорежущих
станков (ЭНИМС)

Защита состоится "_____" 1984 года
в _____ часов на заседании специализированного Совета
К 053.15.15 по _____ выс-
шем техническом _____ 7005,
г. Москва,

Ваш от _____ енный
печатью уч _____ есу.

С дисс _____ у.

Авторе _____ а.

Уч _____
оп _____ ков
К. _____

Типография
Л- 83057.

18.04.84г.

M417501

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года, принятыми на XXVI съезде КПСС, предусмотрено повышение производительности металлорежущих станков и автоматических линий в 1,3-1,6 раза.

В отраслях промышленности с массовым и крупносерийным характером производства основным технологическим оборудованием являются агрегатные станки (АС) и автоматические линии (АЛ) из этих станков. АС и АЛ komponуются, как правило, на базе силовых столов (СС), для оснащения которых наибольшее применение нашел гидрофицированный привод (ГП) подачи с путевым управлением.

Повышение производительности АС и АЛ невозможно без существенного сокращения вспомогательного времени, доля которого в общем времени цикла в настоящее время достигает 40-60%. Одним из эффективных путей решения этой задачи является уменьшение величины недохода инструмента. В существующих приводах подачи СС величину недохода определяет, главным образом, разброс координаты точки перехода стола с быстрого подвода (БП) на рабочую подачу (РП), поэтому сокращение его является актуальной задачей.

Одной из современных тенденций развития АС и АЛ является все более широкое применение централизованного ГП, особенностью которого является непостоянство давления питания вследствие взаимовлияния СС друг на друга. Это приводит к значительному увеличению разброса координаты точки перехода стола с БП на РП, и, следовательно, возрастает актуальность его сокращения.

Целью работы является теоретическое обоснование и создание гидрофицированного привода подачи СС с путевым управлением, позволяющего повысить производительность АС и АЛ за счет сокращения разброса координаты точки перехода стола с БП на РП.

Методика исследований. В работе проводились теоретические и экспериментальные исследования. Теоретические исследования основывались на современных методах динамического анализа и синтеза детерминированных ГП с применением теории дифференциальных уравнений и численных методов интегрирования. Расчеты производились на ЭВМ. Теоретические результаты подтверждены экспериментально. Для этого был изготовлен опытный образец привода и проведены экспериментальные исследования его на специальных стендах, а за-



тем на силовом столе УН4517 с применением современной малоинерционной тензометрической и индукционной аппаратуры.

Научная новизна. Разработана математическая модель гидрофицированного привода подачи с путевым управлением (ГППУ), позволяющая учесть динамические характеристики регулятора управляемого гидроустройства (УГУ), регулируемого насоса с аккумулятором и напорного трубопровода. Предложен теоретический метод исследования разброса координаты точки перехода стола с БП на РП при изменении параметров привода. Установлено, что применение УГУ с регулятором позволяет существенно сократить разброс координаты точки перехода, причем для достаточно точного осуществления заданного закона движения и получения требуемой точности переключения стола с БП на РП необходимо при синтезе УГУ учитывать сжимаемость жидкости и динамику регулятора. Разработана методика синтеза УГУ с регулятором и путевым управлением, учитывающая указанные факторы.

Практическая ценность. Создан и защищен авторским свидетельством новый ГППУ, позволяющий сократить разброс координаты точки перехода стола с БП на РП. Разработана программа, позволяющая производить анализ движения СС и синтез УГУ на ЭЕМ.

Реализация результатов. Гидропанель, составляющая основу созданного привода, внедрена на Гомельском ПО "Гидроавтоматика", где изготовлены и приняты комиссией опытные образцы гидропанелей и в 1984 году планируется освоение серийного производства. Годовой экономический эффект от использования одной гидропанели составляет 1,34 тыс. руб. Предполагаемый выпуск - 2 тыс. гидропанелей в год.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на научно-технической конференции молодых ученых и специалистов станкостроительной и инструментальной промышленности "Основные направления совершенствования металлорежущих станков и автоматических линий" (г. Москва, 1982 г.), на научно-технической конференции "Механизация и автоматизация ручных и трудоемких операций в промышленности" (г. Кемерово, 1982 г.), на экспертном Совете отдела гидравлического и пневматического оборудования ЭНИМСа (г. Москва, 1982 г.), на научно-технических семинарах (1982 и 1983 г.г.) и на заседании кафедры "Станки и автоматы механосборочного производства" МВТУ им. Н.Э.Баумана (октябрь 1983 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликованы две статьи и получено авторское свидетельство.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключительной части – выводов, списка литературы 95 наименований и приложений, содержит 135 страниц машинописного текста, 76 рисунков, 9 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы, дается общая характеристика, сформулированы цель и научная новизна работы.

В первой главе проводится анализ цикла работы гидрофицированного СС и определяются пути повышения цикловой производительности, дается классификация ГП подачи СС по методам управления переключением с БП на РП, рассмотрены схемы и конструкции существующих ГППУ и теоретические методы анализа и синтеза детерминированных ГП, намечены пути проведения исследований.

В современных АС и АД наибольшее применение получил метод путевого управления последовательностью переходов. Вместе с тем, управление процессом переключения с БП на РП осуществляется, как правило, по времени. Для этого в настоящее время применяются электрогидравлические управляющие устройства – гидропанели типа УН74, серийно выпускаемые отечественной промышленностью. Такие приводы имеют большой разброс времени срабатывания при переключении с БП на РП и, как следствие, большой разброс координаты точки перехода стола, который при постоянном давлении питания составляет в среднем 3–5 мм, а при изменении его от 4 до 5 МПа – 6–8 мм, причем разброс возрастает с увеличением скорости БП.

Анализ цикла работы СС показал, что сокращение величины разброса до минимума (долей мм) позволит повысить цикловую производительность в случае индивидуального ГП в среднем на 5–15% и в случае централизованного ГП – на 10–25%.

Недостатком ГП подачи с панелями типа УН74 является также большое количество электроаппаратуры, что усложняет электрические схемы АС и АД и снижает надежность их работы. Кроме того, указанные приводы не отвечают современным требованиям по металлоемкости.

Наиболее полно требованиям, предъявляемым к приводам подачи СС, удовлетворяет ГП с путевым управлением процессом переключения с БП на первую и вторую РП, однако при использовании

обычного УТУ в них также не обеспечивается необходимая стабильность координаты точки перехода стола с БП на РП при изменении давления питания и других параметров привода из-за нестабильности скорости БП и расходной характеристики УТУ.

В последнее время фирмами "Vickers" (США) и "Diplomatic" (Италия) применяются УТУ с регулятором, который поддерживает необходимый перепад давления на рабочей щели УТУ, однако в литературе отсутствуют сведения о величине разброса в таких приводах. В них не обеспечивается работоспособность регулятора в требуемом диапазоне изменения параметров привода, применение схемы с дросселированием на выходе из гидроцилиндра (ГЦ) снижает надежность работы АС и АЛ и затрудняет получение малых РП, непостоянство утечек на уплотнительных поясах путевого распределителя при изменении нагрузки снижает стабильность РП.

Наиболее полно методы динамического анализа и синтеза детерминированных ГП рассмотрены в работах Е.А.Цухановой и Н.И.Левитского. Разработанная ими методика основана на рассмотрении дифференциальных уравнений ГП. Отдельные вопросы расчета детерминированных ГП рассмотрены в работах советских и зарубежных ученых В.В.Ермакова, О.Н.Трифоновой, Г.И.Каменецкого, И.А.Немировского, Э.П.Дрейшнера, Э.Дж.Ланского и др. Для решения системы дифференциальных уравнений наибольшее применение находят методы численного интегрирования с использованием ЭВМ.

Существующие теоретические методы позволяют производить анализ движения стола при известной зависимости площади проходного сечения рабочей щели УТУ от перемещения его подвижного элемента (будем ее называть в дальнейшем геометрической характеристикой УТУ) и синтез УТУ, исходя из заданного закона движения стола. Вместе с тем, не рассмотрен ряд вопросов, возникающих при проектировании ГП подачи СС с путевым управлением. В частности, отсутствуют исследования УТУ с регулятором, не учитываются особенности централизованного ГП, синтез УТУ производится без учета сжимаемости жидкости, отсутствуют теоретические исследования разброса координаты точки перехода стола с БП на РП, и, следовательно, не увязаны вопросы выбора схемы привода с величиной разброса. Решению перечисленных теоретических и прикладных проблем посвящена данная работа.

Во второй главе составлена классификация и проведен анализ схем путевого управления переключением ГП подачи с БП на РП,

выбрана схема привода, разработана математическая модель ГПГУ, проведены теоретические исследования разброса координаты точки перехода стола с БП на РП при изменении параметров привода, на основании которых выбран тип УГУ; разработана конструкция нового ГПГУ.

Возможны различные варианты схем путевого управления переключением с БП на РП в зависимости от места установки УГУ, способа включения ПЦ в процессе торможения и типа УГУ. Наибольшие преимущества имеет схема, в которой УГУ установлено в напорной линии, а торможение осуществляется при дифференциальном включении ПЦ, что позволяет уменьшить потери давления и сократить число типоразмеров привода, необходимых для оснащения гаммы СС, а также обеспечить эффективное торможение при переходе с БП на РП. Так как при РП привод работает по схеме с дросселированием на входе, повышается надежность работы АС и АЛ и облегчается получение малых РП.

При составлении расчетной схемы были приняты следующие допущения: влияние сжимаемости жидкости в каналах, соединяющих УГУ с регулятором и дросселями РП и величина утечек пренебрежимо малы, расходы через дроссели РП отсутствуют, давление питания постоянно во время переключения. Тогда динамика ГПГУ описывается следующей системой уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} a &= \frac{1}{m} \left[p_1 F_1 - p_2 F_2 - mg(K_T + A_T |S| + B_T S^2) \operatorname{sign} S \right]; \\ \frac{dp_1}{dt} &= \frac{E_0 F_1}{V_1} (v_3 - s); \quad \frac{dp_2}{dt} = \frac{E_0 F_2}{V_2} (s - v_4); \\ \frac{dy_p}{dt} &= \frac{1}{K_p} \left[e_{np}(\Delta_p - h_p - y_p) - F_p(p_p - p_i - \frac{m_i}{F_i} a) - \frac{K_{rp} v_y^2}{h_p + y_p} \right]; \\ \frac{dy_n}{dt} &= \frac{1}{K_n} \left[F_n(p_2 - \frac{m_2}{F_2} a) - e_{nn}(\Delta_n + h_n + y_n) - \frac{K_{rn} v_4^2}{h_n + y_n} \right]; \\ p_i &= p_n - F_w(A_n + A_k) v_y - N v_4 \left[F_w^2(B_n + B_k) + \frac{C_p}{(h_p + y_p)^2} + \frac{C_y}{\mu_y^2 y^2} \right] v_y^2 - \left(\frac{m_n}{F_w} + \frac{m_i}{F_i} \right) a; \\ p_2 &= p_i + A_2 F_2 v_4 + N v_4 \left[B_2 F_2^2 + \frac{C_n}{(h_n + y_n)^2} \right] v_4^2 + \left(\frac{m_i}{F_i} + \frac{m_e}{F_2} \right) a. \end{aligned} \right. \quad //$$

Здесь a, S, X — ускорение, скорость и перемещение стола; m — масса движущихся частей; m_n, m_i, m_2 — массы жидкости в напорной и исполнительных линиях, приведенные соответственно к площади штока и

площадям поршня в поршневой и штоковой полостях ПЦ; $F_1, F_2, F_{ш}$ — эффективные площади поршня в поршневой и штоковой полостях и площадь штока ПЦ; P_n, P_p, P_t, P_z, P_4 — давление питания, редуцированное давление, давления в поршневой и штоковой полостях ПЦ и на входе в подпорный клапан; K_T, A_T и B_T — коэффициенты аппроксимирующих зависимостей коэффициента трения в направляющих СС и уплотнениях ПЦ от скорости стола; g — ускорение свободного падения; E_o — объемный модуль упругости жидкости; V_1 и V_2 — объемы жидкости в поршневой и штоковой полостях ПЦ и присоединенных к ним исполнительных линиях; V_y, V_z, V_4 — скорости жидкости в напорной и исполнительных линиях, отнесенные соответственно к площади штока и площадям поршня в поршневой и штоковой полостях ПЦ; U_p и U_n — перемещения золотников редукционного и подпорного клапанов; $K_p, K_n, e_{np}, e_{nn}, \Delta_p, \Delta_n, h_p, h_n, F_p, F_n, K_{rp}, K_{rn}$ — коэффициенты, характеризующие степень демпфирования, жесткости пружин, предварительные сжатия пружин при закрытых проходных сечениях, открытия рабочих щелей при БП, площади золотников и коэффициенты в зависимостях для гидродинамических сил соответственно редукционного (индекс "р") и подпорного (индекс "п") клапанов; N_{py} и N_{pz} — коэффициенты, зависящие от знаков скоростей V_y и V_z ; $A_n, B_n, A_{z1}, B_{z1}, A_k, B_k$ — коэффициенты аппроксимирующих зависимостей потерь давления от расхода соответственно в напорной линии, в линии, соединяющей штоковую полость ПЦ с выходом из УГУ, и в каналах УГУ; C_y, C_p, C_n — постоянные коэффициенты, определяемые размерами ПЦ, УГУ, редукционного и подпорного клапанов; μ_y — коэффициент расхода в УГУ; Z, f_y — перемещение золотника и площадь проходного сечения рабочей щели УГУ; α — угол наклона рабочей поверхности кулачка управления; t — время.

До сих пор исследование разброса координаты точки перехода стола с БП на РП как при постоянных, так и при переменных параметрах производилось только экспериментально, что требует при сравнении нескольких вариантов больших временных и материальных затрат. Для ПЦ с путевым управлением процессом торможения и централизованным питанием наибольшее значение имеет исследование разброса при изменении давления питания. Эту задачу можно решить теоретически на стадии выбора схемного варианта, используя разработанную математическую модель. Также, как и при экспериментальном определении разброса, можно определить координату положения стола в момент, когда скорость его становится равной нулю.

Для этого необходимо решить систему уравнений /1/, задавшись геометрической характеристикой УГУ $f_y = f_y(z)$.

Расчеты показали, что применение УГУ с регулятором позволяет примерно на порядок сократить разброс координаты точки перехода с БП на РП и неустойчивость скорости БП при изменении давления питания в диапазоне 4–5 МПа. В частности, для СС 7-го габарита они сокращаются соответственно с 1,99 до 0,22 мм и с 15,5 до 1,4%.

Предлагаемый привод (рис. 1) содержит Ц 9, гидрпанель 7, включающую путевой золотник 6, редукционный 16 и обратный 17 клапаны и два дросселя 14, 15 регулирования РП; подпорный клапан 10, распределители 3 и 11, клапан давления 4, обратные клапаны 2 и 5, дроссель регулирования скорости быстрого отвода 12, напорную 13 и сливную 1 линии. Клапан давления 4 установлен в линии, соединяющей штоковую и поршневую полости Ц, для повышения эффективности торможения при переходе с БП на РП; он может управляться либо со стороны своего входа, либо давлением в поршневой полости Ц. Редукционный клапан выполняет одновременно функции регулятора скорости РП и регулятора УГУ, поддерживая постоянный перепад давления как на дросселях РП, так и на рабочей щели УГУ. За счет этого обеспечивается стабильность скорости БП и расходной характеристики УГУ. Для исключения влияния утечек масла через радиальные зазоры путевого золотника на стабильность РП такой же перепад давления поддерживается на его уплотняющих поясах, расположенных по обе стороны от канала отвода гидрпанели. В корпусе гидрпанели установлен винт, воздействующий на золотник регулятора в сторону закрытия его рабочей щели (на схеме он изображен в виде дросселя 18). Это позволяет регулировать скорость БП и одновременно повысить стабильность координаты точки перехода с БП на РП, так как независимо от расхода масла величина открытия рабочей щели регулятора устанавливается минимально необходимой.

В третьей главе разработаны теоретические основы создания ГППУ силового стола, рассмотрены вопросы анализа и синтеза ГППУ и разработана программа для решения этих задач на ЭВМ.

При анализе движения СС с централизованным ГП учитывались динамические характеристики регулируемого насоса с аккумулятором, напорного трубопровода и клапана давления, а также расходы жидкости через дроссели РП. Дополнительные уравнения имеют вид:

$$\frac{dy_k}{dt} = \frac{1}{K_k} \left[p_s F_k - e_{пк} (\Delta_k + h_k + y_k) - \frac{K_{гк} v_k^2}{h_k + y_k} \right];$$

$$\frac{dp_H}{dt} = \frac{\frac{Q_{H0}}{E_{H0}} (\epsilon_{H0} - h_H - y_c) - F_{\text{ш}} v_T}{\frac{1}{K} V_{r3} \rho_{r3}^{\frac{1}{K}} \rho_H^{\frac{K+1}{K}} + \frac{V_{r3}}{E_0} \left[1 - \left(\frac{\rho_{r3}}{\rho_H} \right)^{\frac{1}{K}} \right]};$$

$$\varphi_H(-a_y t) = \frac{1}{\rho a_y} (\rho_H - \rho_{H0}) - \beta_H; \quad \psi_H(\ell_T + a_y t) = \frac{1}{\rho a_y} (\rho_B - \rho_{B0}) - \alpha_H;$$

$$v_T = S_{\text{БП}} + \frac{F_T}{F_{\text{ш}}} \left[\varphi_H(-a_y t) - \beta_H \right]; \quad \frac{dy_c}{dt} = \frac{1}{2n} \left[K_H \rho_H - e_{\text{пн}} (\Delta_H + h_H + y_c) \right];$$

$$\rho_1 = \rho_{B0} + \frac{F_{\text{ш}}}{F_T} \rho a_y S_{\text{БП}} + 2\alpha_H \rho a_y - F_{\text{ш}} (A_H + A_K) - N_{\text{ш}} \left[\epsilon_{\text{ш}}^2 (B_H + B_K) + \frac{C_F}{(h_F + y_F)^2} + \frac{C_y}{\delta^2} \right] v_{\text{ш}}^2 - \frac{m_1}{F_1} a;$$

Здесь Q_{H0} — подача насоса при максимальном эксцентриситете статора; E_{H0} — максимальное значение эксцентриситета; h_H — смещение статора из положения максимального эксцентриситета при БП; y_c, y_K — перемещения статора насоса и золотника клапана давления; F_T — площадь проходного сечения напорного трубопровода; v_T — скорость жидкости в конце напорного трубопровода, примыкающем к насосной установке; K — показатель адиабаты; V_{r3} — объем газовой полости аккумулятора при зарядке; ρ_{r3} — давление зарядки; φ_H и ψ_H — произвольные функции напорного трубопровода, определяемые начальными и граничными условиями; α_H и β_H — значения произвольных функций φ_H и ψ_H в момент времени, предшествующий данному на промежуток времени, равный времени пробега ударной волны длины трубопровода; ρ — плотность рабочей жидкости; a_y — скорость распространения ударной волны; ρ_B и ρ_{B0} — текущее и начальное значения давления на входе в гидросистему СС; ℓ_T — длина напорного трубопровода; ρ_{H0} — начальное значение давления питания; $K_K, e_{\text{пк}}, \Delta_K, h_K, F_K, K_{\text{ГК}}$ — коэффициент, характеризующий степень демпфирования, жесткость пружины, открытие рабочей щели при БП, площадь золотника и коэффициент в зависимости для определения гидродинамической силы клапана давления; ρ_5 — давление на входе в клапан давления; $\xi_H, e_{\text{пн}}, \Delta_H$ — коэффициент вязкого трения, жесткость пружины и сжатие пружины при максимальном эксцентриситете статора насоса; $v_{\text{ш}}$ — скорость жидкости в конце напорного трубопровода, примыкающем к приводу подачи СС, отнесенная к площади штока ЦЦ; $N_{\text{ш}}$ — коэффициент, зависящий от знака скорости $v_{\text{ш}}$; δ — проводимость гидропанели; $S_{\text{БП}}$ — скорость БП.

Анализ движения СС при переключении с БП на РП показал, что наибольшее влияние на закон его движения оказывает геометричес-

кая характеристика УГУ, поэтому при синтезе привода целесообразно за счет ее обеспечивать требуемый закон движения стола, не меняя конструктивных параметров остальных аппаратов.

При синтезе УГУ необходимо произвести расчет его геометрической характеристики, исходя из заданного закона движения стола. В соответствии с существующей в настоящее время методикой применительно к разработанному приводу следует принять, что перепад давления в УГУ (включая каналы) Δp_{Δ} остается постоянным во время переходного процесса. Тогда выражение для определения необходимой площади проходного сечения рабочей щели УГУ будет иметь вид:

$$f_y = \frac{S}{\mu_y \sqrt{\frac{4}{C_y} (\Delta p_{\Delta} - A_k F_w S - B_k F_w^2 S^2)}}$$

На рис. 2 приведена геометрическая характеристика УГУ, рассчитанная по этой формуле (кривая I), а также геометрия рабочего элемента, позволяющего получить фактическую геометрическую характеристику (пунктирная кривая), наиболее близкую к расчетной. Кривая скорости, рассчитанная при выбранной геометрии рабочего элемента (см. рис. 3а) существенно отличается от заданного закона движения стола.

Указанная методика синтеза УГУ не учитывает сжимаемость жидкости, динамические свойства регулятора УГУ, клапана давления, подпорного клапана, насосной установки и напорного трубопровода. Исследования показали, что динамические свойства насосной установки и напорного трубопровода влияют на характер изменения давления на входе в гидросистему СС, но это не отражается на законе движения стола, так как колебания гасятся регулятором. Поэтому при синтезе УГУ можно принять давление питания постоянным и не учитывать волновые процессы в напорном трубопроводе. Подпорный клапан на большей части переходного процесса можно рассматривать как постоянное гидравлическое сопротивление. Вместе с тем, величина настройки клапана давления, степень демпфирования регулятора и сжимаемость жидкости оказывают существенное влияние на закон движения стола, и, следовательно, пренебрегать ими нельзя.

Учитывая выше изложенное, при синтезе УГУ за основу можно принять математическую модель /I/, но вместо подпорного клапана рассматривать клапан давления. Тогда

$$f_y = \frac{S}{\mu_y \sqrt{\frac{4}{C_y} (\rho_p - \rho_l - \frac{m_l}{F_l} a - A_k F_w v_y^2 - B_k F_w^2 v_y^2)}}$$

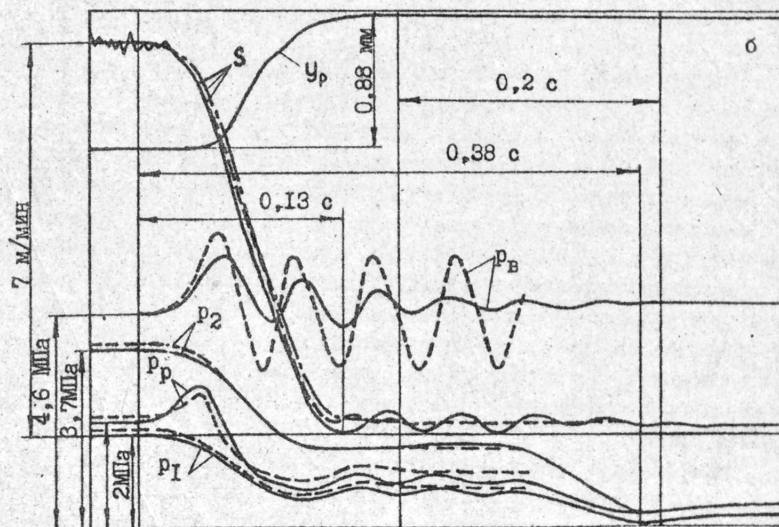
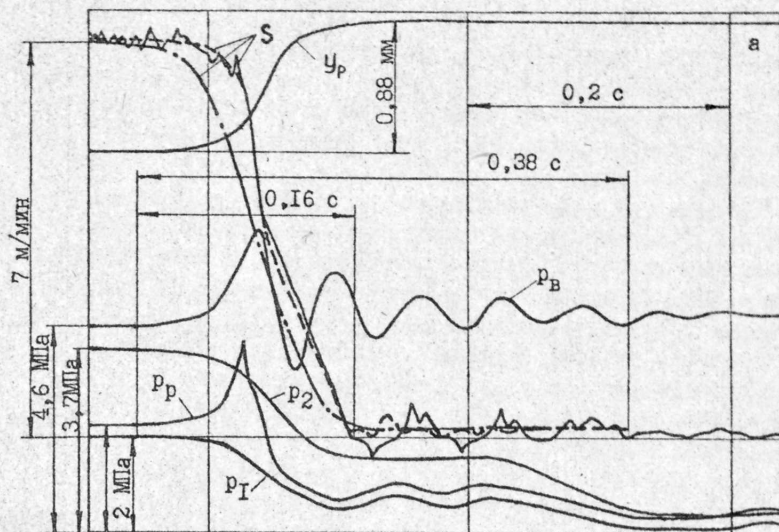


Рис. 3. Осциллограммы переходного процесса БП-ІРП в ГПШ с УГУ, рассчитанным без учета динамики регулятора и сжимаемости жидкости /а/ и с учетом этих факторов /б/ (сплошные кривые - экспериментальные, пунктирные - расчетные, штрихпунктирные - заданный закон движения)

Геометрическая характеристика, рассчитанная по этой формуле, приведена на рис. 2 (кривая 2). В данном случае наблюдается достаточно близкое совпадение расчетной кривой скорости (см. рис. 3б), получающейся при выбранной геометрии рабочего элемента УГУ, с заданным законом движения.

В четвертой главе описаны методы, средства и приведены результаты экспериментальных исследований разработанного привода, позволившие проверить адекватность разработанной математической модели ГППУ, определить его основные технические характеристики, возможную область применения и экономическую эффективность.

Основное внимание уделялось исследованию переходного процесса и стабильности координаты точки перехода стола с БП на РП. На рис. 3 приведены осциллограммы переходного процесса БП-РП в приводе с УГУ, рассчитанным соответственно без учета динамики регулятора и сжимаемости жидкости (а) и с учетом этих факторов (б). В первом случае экспериментальная кривая скорости стола значительно отличается от заданного закона движения. Напротив, во втором случае отклонение этих кривых на большей части переходного процесса не превышает 10-15%.

Сопоставление расчетных и экспериментальных кривых свидетельствует о достаточно точном их совпадении: на большей части переходного процесса отклонения значений скорости не превышают 10%, давлений в полостях ПЦ и редуцированного давления - 6-8% -, что свидетельствует об адекватности математической модели ГППУ.

Введение клапана давления 4 (см. рис. 1) в линию, соединяющую штоковую и поршневую полости ПЦ, позволяет устранить выстой СС и обеспечить необходимые условия для достижения высокой стабильности координаты точки перехода стола с БП на РП. Оптимальная величина его настройки, при которой обеспечивается эффективное торможение, но при БП клапан открывается полностью, оказывая минимальное сопротивление потоку жидкости, находится в пределах 1,3-1,7 МПа.

Исследования разброса координаты точки перехода стола с БП на РП производились как при постоянных параметрах привода, так и при изменении давления питания $p_{но}$ (в диапазоне 4-5 МПа), температуры масла t_m^o (20-50 ^{o} C), противодействия $p_{по}$ (0,3-0,9 МПа) и скорости БП $S_{БП}$ (4,5-7 м/мин), без груза и с грузом массой 4100 кг на платформе СС. При исследовании применялись индикатор стрелочного типа, цифровой измеритель перемещений "Olivetti Izrea RQT"

(Италия) и шлейфовый осциллограф Н115.

Исследования показали, что при использовании УТУ без регулятора разброс координаты составляет: при изменении $p_{но}$ - 2,1 мм; при одновременном изменении $p_{но}$, t_m° , $p_{по}$ и $S_{сп}$ - 2,9 мм. Применение УТУ с регулятором, рассчитанным без учета динамики регулятора и сжимаемости жидкости, позволяет сократить разброс соответственно до 0,9 и 1,6 мм. Если при синтезе УТУ учесть динамику регулятора и сжимаемость жидкости, разброс сокращается соответственно до 0,32 и 0,6 мм. Приведенные данные получены при регулировании скорости БП дросселем I2 (см. рис. I). При использовании для этой цели винта регулятора суммарный разброс сокращается до 0,34 мм. Разброс координаты при постоянных параметрах привода составляет 0,13 мм.

Проведены также исследования статических характеристик гидропанели, стабильности РП, переходных характеристик привода при разгоне, переключении с первой РП на вторую, встрече с нагрузкой, снятии нагрузки, быстром отводе и отборе масла из полости аккумулятора и ресурсные испытания гидропанели, которые подтвердили соответствие разработанного привода основным техническим требованиям, предъявляемым к приводам подачи СС и стабильность его характеристик в процессе длительной эксплуатации.

Таблица
Основные технические характеристики ГППУ

№ пп	Наименование параметров	Величины параметров
1.	Рабочее давление, МПа	1,0-6,3
2.	Максимальные скорости быстрых ходов, м/мин	7-16
3.	Нестабильность скорости БП, %	2,5
4.	Рабочая подача (для СС 7-го габарита), мм/мин	3,2-1500
5.	Нестабильность РП, %	± 5
6.	Тяговое усилие, кН	100
7.	Разброс координаты точки перехода стола с БП на РП, мм	
	- при постоянных параметрах	0,13
	- при изменении давления питания от 4 до 5 МПа и температуры масла от 20 до 50°C	0,34
8.	Масса, кг	67
9.	Удельная металлоемкость, кг/кВт	3,6

На основании проведенных исследований разработана гамма гидропанелей с путевым управлением переключением скорости для оснащения СС с I-го по 7-й габариты. Гидропанели имеют два исполнения по условному проходу (10 и 20), два - по числу РП (одна и две) и два - по конструкции путевого золотника (с каналом дистанционного управления, как показано на рис. 1, и с каналом, соединяющим при РП штоковую полость Ц со сливом). Гидропанели обладают широкой универсальностью: они могут быть установлены на входе в Ц, на выходе из Ц и в напорной линии. В работе приводятся варианты схем включения гидропанелей.

ВЫВОДЫ

1. На основании анализа схем путевого управления переключением скорости движения гидрофицированных механизмов при переходе с быстрого подвода (БП) на рабочую подачу (РП) и применения теории дифференциальных уравнений разработана математическая модель гидрофицированного привода подачи с путевым управлением (ГПГУ), позволившая учесть динамические характеристики регулятора управляющего гидроустройства (ГУУ), регулируемого насоса с аккумулятором и напорного трубопровода; предложен теоретический метод исследования разброса координаты точки перехода стола с БП на РП; разработана методика синтеза ГУУ с регулятором и путевым управлением с учетом динамики регулятора и сжимаемости жидкости.

2. Теоретические исследования показали, что применение ГУУ с регулятором позволяет примерно на порядок сократить разброс координаты точки перехода стола с БП на РП и неустойчивость скорости БП при изменении давления питания.

3. Наибольшее влияние на закон движения стола при переходе с БП на РП оказывает геометрическая характеристика ГУУ, и, следовательно, целесообразно за счет ее обеспечивать требуемый закон движения стола, не меняя конструктивных параметров других аппаратов. Волновые процессы в напорном трубопроводе приводят к колебаниям давления на входе в гидросистему силового стола, однако они, а также динамические характеристики регулируемого насоса с аккумулятором и подпорного клапана не оказывают влияния на закон движения стола; следовательно, при синтезе ГУУ можно не учитывать динамику подпорного клапана и принимать давление питания постоянным.

4. Для обеспечения достаточной точности выполнения требуемого закона движения и устойчивости координаты точки перехода

стола при переключении с БП на РП при синтезе УТУ необходимо учитывать динамику регулятора и сжимаемость жидкости.

5. Экспериментальные исследования показали, что УТУ с регулятором позволяет сократить разброс координаты точки перехода стола с БП на РП при изменении давления питания с 2,1 до 0,32 мм, а при одновременном изменении также температуры масла, противодавления и скорости БП — с 2,9 до 0,34 мм, — причем за счет учета динамики регулятора и сжимаемости жидкости при синтезе УТУ — соответственно с 0,9 до 0,32 мм и с 1,6 до 0,34 мм.

6. Введение клапана давления в линию, соединяющую штоковую и поршневую полости гидроцилиндра, повышает эффективность торможения и за счет этого обеспечивает возможность сокращения разброса координаты точки перехода стола с БП на РП. Предложенное устройство для регулирования скорости БП путем изменения величины открытия рабочей щели регулятора позволяет расширить функциональные возможности гидропанели и сократить разброс координаты точки перехода стола с БП на РП при изменении всех указанных выше параметров с 0,6 до 0,34 мм.

7. На основании проведенных исследований создан и защищен авторским свидетельством новый гидрофицированный привод подачи силового стола с путевым управлением, в котором разброс координаты точки перехода стола с БП на РП составляет: при постоянных параметрах — 0,13 мм; при изменении давления питания — 0,32 мм — и при одновременном изменении также температуры масла, противодавления и скорости БП — 0,34 мм.

8. Нестабильность РП во всем диапазоне (до 6,4 мм/мин при первой и до 3,2 мм/мин при второй рабочих подачах) на холостом ходу и под нагрузкой до 80 кН не превышает $\pm 5\%$.

9. Разработанные гидропанели с путевым управлением обладают широкой универсальностью и могут быть установлены в напорной линии, на входе и на выходе из гидроцилиндра.

10. Сравнение и анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований показывает, что разработанная математическая модель гидрофицированного привода подачи с путевым управлением с достаточной точностью описывает переходные процессы, происходящие в приводе. Расхождение теоретических и экспериментальных значений на большей части переходного процесса не превышает 10%.

11. Разработана программа расчета привода на ЭВМ, позволяю-

щая производить анализ движения стола и динамический синтез УГУ.

Г2. Гидропанель с путевым управлением, составляющая основу разработанного привода, внедрена на Гомельском ПО "Гидроавтоматика", где изготовлены и приняты комиссией опытные образцы гидропанелей и в 1984 году планируется освоение серийного производства. Годовой экономический эффект от использования одной гидропанели составляет 1,34 тыс. руб. Предполагаемый выпуск - 2 тыс. гидропанелей в год.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Колпаков В.Н. Исследование механизмов путевого управления переключением скоростей гидрофицированных силовых столов. - Труды / МВТУ им. Н.Э.Баумана, вып. 379, с. 99-103.

2. Колпаков В.Н. Гидравлический привод подачи с путевым управлением для агрегатного станка. - Механизация и автоматизация ручных и трудоемких операций в промышленности.: Тез. докл. научно-технической конференции. - Кемерово, 1982, с. 59-60.

3. А.с. 1064058 (СССР). Гидропривод агрегатного станка / В.К.Свешников, В.Н.Колпаков. - Оpubл. в Б.И., 1983, № 48.

