МЧ96578

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

На правах рукописи

Хван Владимир Леонидович

УДК 62-522

ОПТИМИЗАЦИЯ СТРУКТУРЫ И ПАРАМЕТРОВ РЕГУЛЯТОРА АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО НАСОСА ГАММЫ ГИДРОСТАНЦИЙ ДЛЯ СТАНКОВ С ЧПУ И ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ

05.02.03 - Системы приводов

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1989

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

Научный руководитель - д.т.н., профессор Попов Д.Н.

Официальные оппоненты - д.т.н., профессор Ермаков С.А.,
к.т.н. Отрошко П.В.

Ведущее предприятие - указано в решении Ученого Совета

Защита диссертации состоится "___"_____1989 г. на заседании специализированного Совета К.053.15.06 в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ имени Н.Э.Баумана.

Ваши отзывы в 2 ю, просим выслать по указанном

Желающие при енно известить Совет пи пред-седателя Совета.

Телефон для

Автореферат

Ученый секр
специализир
к.т.н., доц И.

Подписано к экз.
Заказ № ана

М486578

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Последними решениями партии и правительства взято направление на кардинальное ускорение научно-технического прогресса. В утвержденных на XXYII съезде КПСС Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986-1990 годы и на период до 2000 года предусмотрено внедрять автоматизированные системы в различные сферы народного хозяйства и в первую очередь в проектирование, управление оборудованием и технологическими процессами.

В машиностроении это связано с созданием новой, высоко производительной техники, по своим экономическим и техническим характеристикам не уступающей или превосходящей лучшие мировые образцы. Широкое применение гидроприводов является одним из наиболее перспективных путей повышения производительности машин и получения качественно новых их характеристик.

Эффективность применения гидроприводов в промышленных роботах (ПР) и станках с числовым программным управлением (ЧПУ) существенно зависит от схемы и параметров гидросистемы энергопитания. В системах энергопитания гидроприводов наибольшее распространение получили регулируемые аксиально-поршневые насосы. Они имеют наилучшие из всех типов гидромашин массо-габаритные характеристики, отличаются высоким к.п.д., пригодны для работы при высоких частотах вращения и давления, позволяют получать высокое быстродействие при управлении расходом жидкости. Статические и динамические характеристики системы насос-регулятор должны быть такими, чтобы обеспечивались устойчивость и требуемое качество гидромеханических процессов в самом приводе и в связанных с ним устройствах.

Повышение технико-экономических и эксплуатационных характеристик систем энергопитания гидроприводов может быть достигнуто за счет совершенствования схем и оптимизации параметров регуляторов насосов. Вследствие этого следует признать актуальность задачи оптимального проектирования структуры и параметров регуляторов аксиально-поршневых насосов гидростанций питания для станков с ЧПУ и ПР.

Цель работы - создание методики многокритериальной оптимизации структуры и параметров регуляторов аксиально-поршневых насосов

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1496578
Хван В.Л.Оптимизация стру
МВТУ им. Н.Э. Баумана БИБЛИОТЕКА
И 49657 Ф

для повышения технических и эксплуатационных характеристик гидростанций питания для станков с ЧПУ и ПР.

Методы исследования. Основные задачи работы решались теоретическими и экспериментальными методами. Теоретические исследования базируются на использовании основных положений гидродинамики, механики и оптимального управления. Для изучения динамических процессов в системе регулирования производительностью аксиально-поршневого насоса применялись методы математического моделирования.

Выбор вариантов структур регулятора определялся методом аналитического конструирования оптимальных регуляторов (АКОР). Оптимизация конструктивных параметров и параметров закона управления регулятора с учетом нелинейностей проводилась с использованием метода многокритериальной оптимизации ЛП - поиска.

При расчетной реализации на ЭВМ нелинейной математической модели регулятора и матричного дифференциального уравнения типа Риккати применялись подпрограммы с использованием методов Гира и Рунге-Кутта. Для решения нелинейных алгебраических уравнений, при расчете статических характеристик регулятора, применялись итерационные методы.

Экспериментальные исследования проводились на специальном стенде, позволяющем осуществлять испытания регулятора и его звеньев.

Научная новизна. Разработанная методика многоуровневой оптимизации позволяет в диалоговом режиме конструктора с ЭВМ осуществить выбор структуры и параметров регулятора аксиально-поршневого насоса по нескольким критериям качества. Научной новизной в работе являются:

- математические модели, достоверно описывающие процессы в системе регулирования производительности аксиально-поршневого насоса;

- алгоритм многокритериальной оптимизации конструктивных параметров регулятора с учетом назначенных ограничений и противоречий между отдельными критериями и параметрами;

- методика определения оптимальной структуры регуляторов аксиально-поршневых насосов.

Практическая ценность работы. Полученные математические модели, алгоритмы и программы оптимизации ориентированы на применение

в САПР и позволяют:

- рассчитывать статические и динамические характеристики различных проектных вариантов регулятора;
- осуществлять выбор на ЭВМ в диалоговом режиме оптимальные конструктивные параметры регулятора на стадии его проектирования;
- осуществлять выбор оптимальных параметров обратных связей по переменным состояния системы насос-регулятор;
- сокращать объем стендовых и натурных испытаний.

Достоверность полученных результатов обеспечивается применением: обоснованных допущений, принятых при математическом моделировании гидромеханических процессов в регуляторе; современных средств измерения и методов обработки результатов экспериментальных исследований. Достоверность расчетов процессов в регуляторе подтверждена путем их сравнения с результатами экспериментальных исследований, проведенных автором.

Реализация результатов работы. Результаты диссертационной работы использованы при проектировании регуляторов аксиально-поршневых насосов гидростанций питания станков с ЧПУ и ПР

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на ежегодных научных семинарах кафедры "Гидравлика и гидроавтоматика" МВТУ им.Н.Э.Баумана, 1984-1987 гг; на зональной конференции "Проектирование и эксплуатация промышленных гидроприводов и систем гидропневмоавтоматики", г.Пенза, июнь 1986 г. на межвузовской научно-технической конференции "Прогрессивные технологии и конструкции, механизация и автоматизация производственных процессов в машино- и приборостроении", г.Калуга, июнь 1987 г.; на конференции молодых ученых и специалистов в МВТУ им.Н.Э.Баумана в 1986 г.

Публикации. По материалам диссертации имеются шесть опубликованных работ и один отчет по НИР.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы, приложений и содержит 132 страницы машинописного текста, 22 таблицы, 38 рисунков, список литературы из 64 наименований и 56 страниц приложений.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выбранной темы исследований, сформулирована цель работы и приводится ее краткое содержание.

Первая глава носит обзорный характер. По материалам отечественных и зарубежных авторов рассматриваются основные схемные и конструктивные исполнения автоматических регуляторов аксиально-поршневых насосов и приводится их классификация по следующим отличительным признакам:

- по регулируемой величине (по мощности, по давлению, по производительности при изменении частоты вращения вала насоса);
- по принципу усиления (прямого действия, с усилением);
- по организации питания усилителя (с автономным источником питания, с питанием от управляемого им насоса);
- по принципу формирования и усиления сигнала: с электрогидравлическим усилителем (ЭГУ), с гидромеханическим усилителем;
- по конструктивным признакам (по исполнению гидроцилиндра, по испонению усилителя);
- по виду регулирования насоса (изменение рабочего или геометрического хода поршня).

Проведенный анализ схемных исполнений регуляторов позволил сделать вывод о перспективности конструкций с гидромеханическими и электрогидравлическими усилителями,организацией питания их рабочей жидкостью от управляемого насоса.

Далее проводится краткий обзор и анализ состояния методов проектирования регуляторов. Отмечается, что в последние годы появились и интенсивно развиваются новые направления прикладной математики: линейное, нелинейное и динамическое программирование, принцип максимума, случайный поиск и другие. Однако использование стандартных приемов и алгоритмов этих методов в оптимальном проектировании, как показали исследования ряда авторов, малоэффективно, так как они являются лишь канвой для создания новых алгоритмов,отражающих требования потребителя, возможности существующих ЭВМ и, что самое главное, особенности оптимизируемого объекта. Поэтому в настоящее время развитие методов математического программирования для оптимизационных задач идет, в основном, по пути создания алгоритмов хорошо адапти-

рованных к решению отдельных классов конкретных задач, с учетом структуры и особенностей последних.

Проведенный анализ схем и конструкций регуляторов аксиально-поршневых насосов, а также обзор современного состояния теории оптимального проектирования систем управления показал, что вопросы синтеза структуры и параметров таких регуляторов в должной мере еще не решены и требуют дальнейшего развития.

В связи с этим в диссертационной работе поставлены и решались следующие задачи:

I. Ориентированное на оптимизацию методами АКОР и нелинейного программирования математическое моделирование системы насос-регулятор для гаммы гидростанций.

2. Экспериментальные исследования статических и динамических характеристик регулятора для обоснования правомерности допущений, принятых при математическом моделировании, на специально созданном для этой цели стенде.

3. Создание алгоритмов, программных модулей и научно-обоснованной методики многокритериальной оптимизации структуры и параметров регулятора аксиально-поршневого насоса.

4. Численные эксперименты на ЭВМ с целью изучения свойств соответствующих проектных вариантов и выявления результатов оптимизации.

5. Экспериментальная проверка результатов структурной оптимизации регулятора на установке с реальным насосом.

Во второй главе разработаны математические модели системы насос-регулятор для решения поставленных задач оптимизации. В качестве исходного образца выбран гидромеханический регулятор давления аксиально-поршневого насоса, используемый во вновь создаваемой гамме гидростанций питания для станков с ЧПУ и ПР.

Математические модели основаны на уравнениях, определяющих расходы жидкости через дроссельные устройства, на уравнениях неразрывности течения, на уравнениях состояния рабочей жидкости и на уравнениях движения отдельных механических звеньев. В дополнение к этим уравнениям, математическая модель регулятора содержит уравнение для определения момента на органе регулирования насоса, а также соотношения, учитывающего обратную связь.

В результате регулятор аксиально-поршневого насоса описан следующей системой нелинейных дифференциальных уравнений, приведенных

к нормальной форме Коши:

$$\frac{dx}{dt} = v_з;$$

$$\frac{dv_з}{dt} = \frac{1}{m_з}\left\{F_з\left[p_н - \frac{\rho}{2}\left(\frac{F_з v_з}{\mu_{др} f_{др}}\right)^2 - p_{сл}\right] - K_{тр} v_з - \right.$$

$$\left. -(C_{пз} + C_{гд})x - P_{пр}\right\};$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega_л;$$

$$\frac{d\omega_л}{dt} = \left\{\frac{1}{m_п R\cos(\varphi_{max} - \varphi) + I_л/R}\right\}\left\{-F_ц p_ц - \left[K_{тр ц} R \times\right.\right.$$

$$\left.\times\cos(\varphi_{max} - \varphi) + \frac{K_м}{R} + R\sin(\varphi_{max} - \varphi)\omega_л\right]\omega_л +$$

$$\left. + C_ц R\sin(\varphi_{max} - \varphi) + \frac{K_м r}{R}\varphi + P_{пц} + \frac{K_{мр}}{R} p_н\right\};$$

$$\frac{dp_ц}{dt} = \left[Q_ц + F_ц R\cos(\varphi_{max} - \varphi)\omega_л\right]\frac{B_ж}{V_ц};$$

$$\frac{dp_н}{dt} = (Q_н - Q_{лог} - Q_{з1} - Q_{щ1} - Q_{ул}) / [K_{сж.м} +$$

$$+ K_{сж.а} + V_{ог} p_{ог}^{1/n}\frac{1}{n} p_н^{-\left(\frac{n+1}{n}\right)}];$$

где $v_з$ – скорость перемещения золотника; $m_з$ – приведенная масса золотника и пружины; $F_з$ – площадь торца золотника; $p_н$ – давление на выходе из насоса; ρ – плотность жидкости; $\mu_{др}$ – коэффициент расхода постоянного дросселя; $f_{др}$ – площадь проходного сечения дросселя; $p_{сл}$ – давление слива; $K_{тр}$ – коэффициент вязкого трения в золотниковой паре; $C_{пз}$ – жесткость пружины золотника; $C_{гд}$ – жесткость "гидродинамической пружины"; $P_{пр}$ – сила предварительного поджатия пружины золотника; $\omega_л$ – угловая скорость вращения шайбы насоса; $m_п$ – приведенная масса поршня и пружины; R – плечо

рычага; γ_{max} и γ - максимальное и текущее значения угла поворота шайбы насоса; $I_д$ - суммарный приведенный момент инерции регулирующего органа насоса и рабочей жидкости в его каналах и полостях; $F_ц$ - рабочая площадь поршня цилиндра; $p_ц$ - давление жидкости в рабочей полости гидроцилиндра; $K_{тр.ц}$ - коэффициент вязкого трения в цилиндре; $K_м$, $K_{мр}$, $K_{мр}$ - коэффициенты линеаризованного уравнения суммарного момента сопротивления на органе регулирования насоса; $C_ц$ - жесткость пружины гидроцилиндра; $P_{пц}$ - сила предварительного поджатия пружины цилиндра; $Q_ц$ - расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр; $B_{ж}$ - модуль объемной упругости жидкости; $V_ц$ - объем жидкости в гидроцилиндре и в подводных каналах; $Q_н$ - производительность насоса; $Q_{пот}$ - суммарный расход, потребляемый гидроприводами; $Q_{з1}$ - расход жидкости через рабочую щель золотника; $Q_{щ1}$ - перетечка жидкости через радиальный зазор между золотником и втулкой; $Q_{ул}$ - расход жидкости, протекающей через постоянный дроссель и обеспечивающий управление золотником; $K_{сж.н}$ и $K_{сж.а}$ - коэффициенты, учитывающие сжимаемость жидкости соответственно в гидролинии и в аккумуляторе; $p_{ог}$ - давление зарядки аккумулятора; n - показатель политропного процесса.

Для применения метода АКОР приведенные уравнения были линеаризованы. При этом золотниковый распределитель был представлен коэффициентом передачи $K_з$. Полученное описание всей системы регулирования в векторной форме имеет вид:

$$\dot{x} = Ax + Bu + Mg,$$

где x - вектор переменных состояния; u - вектор входных переменных; g - вектор возмущений; A, B и M - матрицы коэффициентов. В качестве переменных состояния были выбраны $p_ц$, γ, $\omega_д$ и $p_н$, а в качестве управляющего и возмущающего воздействий соответственно x и $Q_{пот}$.

Для рассматриваемой системы регулирования матрицы A, B и M имеют следующий вид:

$$A = \begin{vmatrix} -a_{11} & 0 & -a_{13} & 0 \\ 0 & 0 & a_{23} & 0 \\ -a_{31} & -a_{32} & -a_{33} & -a_{34} \\ 0 & a_{42} & 0 & -a_{44} \end{vmatrix},$$

$$B^T = |-b\ 0\ 0\ 0|; \qquad M^T = |0\ 0\ 0\ -m|$$

где

$$a_{11} = \frac{K_{рцz}}{K_ц}; \qquad a_{13} = \frac{F_ц K_р \omega_д^*}{K_ц p_ц^*}; \qquad a_{23} = 1;$$

$$a_{31} = \frac{K_у p_ц^*}{T_п^2 K_р \omega_д^*}; \qquad a_{32} = -\frac{p^*}{T_п^2 \omega_д^*}; \qquad a_{33} = \frac{2\xi_п}{T_п};$$

$$a_{34} = \frac{K_{мр} K_у p_н^*}{F_ц R T_п^2 K_р \omega_д^*}; \qquad a_{42} = \frac{K_{нт} p^*}{K_{сж} p_н^*};$$

$$a_{44} = \frac{K_{qpz}}{K_{сж}}; \qquad b = \frac{K_{xz} x^*}{K_ц p_ц^*}; \qquad m = \frac{Q_{лот}^*}{K_{сж} p_н^*};$$

$K_{рцz}$, K_{xz} и K_{qpz} – коэффициенты, полученные при линеаризации расходных характеристик дросселирующих устройств; $K_р$ – кинематический параметр; $K_{нт}$ – коэффициент, характеризующий производительность насоса; $p_ц^*$, p^*, $\omega_д^*$, $p_н^*$, x^* и $Q_{лот}^*$ – базовые величины той же размерности, что и соответствующие им переменные;

$$K_{сж} = K_{сж.м} + K_{сж.а}; \qquad K_ц = \frac{V_ц}{B_ж}; \qquad K_у = \frac{F_ц R K_р}{c_ц R K_р + K_{мр}};$$

$$T_п = \sqrt{\left(\frac{m_ц}{F_ц} + \frac{I_д}{F_ц R K_р}\right)\left(\frac{F_ц R K_р}{c_ц R K_р + K_р}\right)};$$

$$\xi_п = \frac{\left(\frac{K_{тр.ц}}{F_ц} - \frac{K_м}{F_ц R K_р}\right)\sqrt{\frac{F_ц R K_р}{c_ц R K_р + K_{мр}}}}{2\sqrt{\frac{m_ц}{F_ц} + \frac{I_д}{F_ц R K_р}}}.$$

Уточнение полученных математических моделей производилось путем параметрической идентификации по экспериментальным статическим и динамическим характеристикам системы насос-регулятор.

Третья глава посвящена результатам экспериментальных исследований характеристик системы регулирования производительности аксиально-поршневого насоса. При создании экспериментального стенда был определен минимальный состав датчиков первичной информации,

фиксирующих соответствующие компоненты вектора состояния системы, которые необходимы для проверки адекватности математических моделей и последующего синтеза алгоритма оптимального управления.

Эта задача сводилась к определению ранга матрицы R_{μ} наблюдаемости системы регулирования, которая в данном случае описывалась системой линейных уравнений шестого порядка

$$\dot{x} = A_p x + B_p u ;$$

$$y = C_p x ;$$

где в качестве переменных состояния были выбраны p_4, $p_н$, x, p, $\omega_д$, $v_з$, а в качестве управляющего воздействия $Q_{пот}$. Матрица R_{μ} определялась матрицей состояния A_p и матрицей C_p выхода системы в соответствии с выражением:

$$R_{\mu} = |C_p^T | A_p^T C_p^T | (A_p^T)^2 C_p^T | \dots | (A_p^T)^5 C_p |.$$

Учитывая, что измерение переменных $v_з$ и $\omega_д$ связано со значительными трудностями аппаратной реализации, принималось, что

$$C_p = |1\,1\,1\,1\,0\,0|.$$

Экспериментальные исследования регулятора аксиально-поршневого насоса проводились на специальном стенде, схема которого представлена на рис. I.

Оценка погрешностей измерений физического эксперимента проводилась в соответствии с ГОСТ 8.207-76.

Сравнение переходных процессов, полученных в результате эксперимента и моделирования, показало, что они отличаются не более чем на 5–7%. Это позволило сделать вывод об адекватности разработанных математических моделей.

В четвертой главе разработана методика оптимального проектирования регулятора аксиально-поршневого насоса. Решение задачи практической оптимизации структуры и параметров регулятора начинается с общей стратегии проектирования, которая включает в себя формализацию проектных процедур, обоснование принципов получения наиболее общих решений на базе выбранных математических методов и составление алгоритмов решения проектных задач.

Алгоритм синтеза структуры и параметров регулятора аксиально-

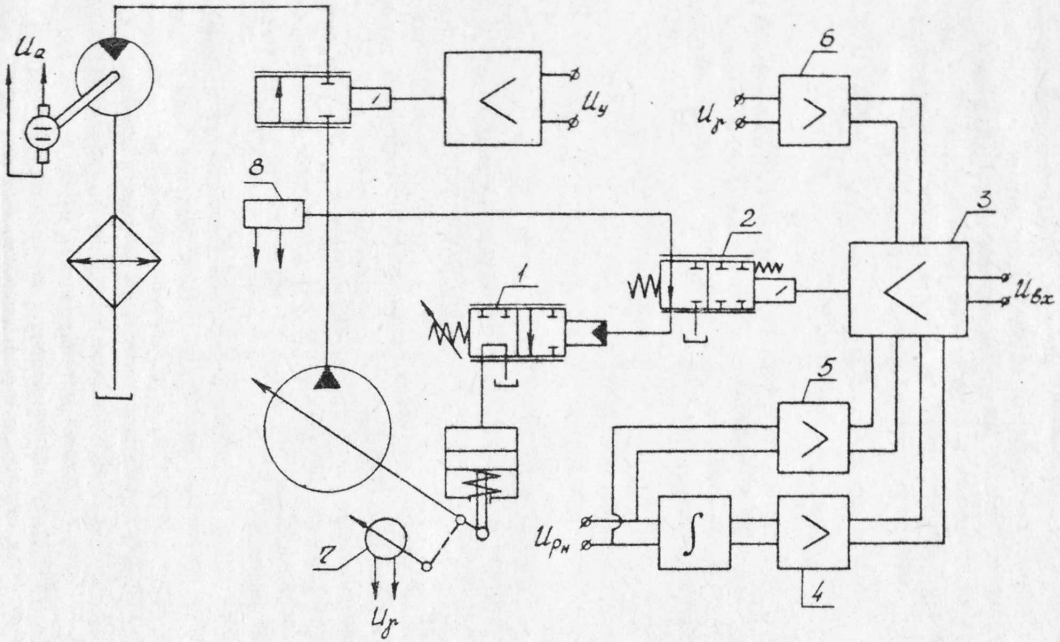


Рис. 1.

поршневого насоса включает:

- выбор предварительных вариантов структуры регулятора;
- построение математических моделей системы регулирования для каждого варианта структуры регулятора;
- формирование критериев качества регулирования, функциональных, параметрических и критериальных ограничений;
- решение задачи оптимального управления методом АКОР;
- решение задачи многокритериальной параметрической оптимизации методов $ЛП_\tau$- поиска;
- разработку программного обеспечения для решения всего комплекса поставленных задач оптимизации.

На первом уровне решалась задача многокритериальной параметрической оптимизации для исходной структуры регулятора. Для этого последовательно выбирались N пробных точек $A_1, \ldots, A_N$, равномерно расположенных в пространстве параметров. В каждой из точек A_i вычислялись значения всех заранее выбранных локальных критериев качества $\Phi_j(A_i)$. По каждому критерию составлялась таблица испытаний, в которой значения $\Phi_j(A_i)$ располагались в порядке возрастания

$$\Phi_j(A_{i_1}) \le \Phi_j(A_{i_2}) \le \ldots \le \Phi_j(A_{i_N})$$

и указывались номера $i_1, i_2, \ldots, i_N$ собтветствующих пробных точек - номера испытаний. В качестве оптимизируемых параметров приняты геометрические размеры отдельных элементов регулятора, жесткости пружин, сила предварительного поджатия пружины гидроцилиндра и давление зарядки аккумулятора.

На следующих уровнях выполнялась оптимизация структуры регулятора путем синтеза обратных связей по переменным состояния методом АКОР. Рассматривалась стационарная задача синтеза оптимального регулятора для квадратичного критерия вида:

$$I = \int_{t_0}^{\infty} [u^T(t) R u(t) + x^T(t) Q x(t)] dt,$$

где весовая матрица Q при переменных состояния принималась диагональной, а матрица R заменялась скалярной величиной.

Закон оптимального управления

$$u_{опт} = -R^{-1} B K x$$

определялся из установившегося решения матричного дифференциального уравнения типа Риккати

$$-\dot{K} = KA + A^T K + Q - KBR^{-1}B^T K.$$

В основу положен наиболее экономичный последовательный синтез, который заключается в постепенном развитии структуры регулятора. На каждом уровне оптимизации генерируется своя структура регулятора, которая формирует различные законы управления давлением в напорной магистрали насоса - пропорционального (П), пропорционально-интегрирующего (ПИ) и других.

Рассмотрены два подхода к построению ПИ-регуляторов на основе метода АКОР, отличающиеся видом квадратичного критерия качества. В первом из них вводится квадратическая ошибка по производной от управляющей переменной

$$I = \int_{t_0}^{\infty} [u^T(t) R u(t) + \dot{u}^T(t) S \dot{u}(t) + x^T(t) Q x(t)] dt,$$

где S - положительно определенная весовая матрица.

Во втором случае интегрирование в закон управления с обратной связью вводится путем расширения вектора состояния системы. Для устранения статической ошибки регулирования по давлению в напорной магистрали насоса была введена дополнительная переменная состояния

$$\dot{x}_{n+1} = \bar{p}_н - p_н(t),$$

где $\bar{p}_н$ - давление настройки регулятора.

Квадратичный критерий для этого случая имеет вид:

$$I = \int_{t_0}^{\infty} [u^T(t) R u(t) + x_{n+1}^T(t) Q_p x_{n+1}(t)] dt,$$

где Q_p - симметричная, неотрицательно-определенная весовая матрица для расширенной системы регулирования.

Выбор оптимального сочетания элементов весовой матрицы Q для каждого случая проводился методом параметрической оптимизации $ЛП_\tau$- поиска. Применение метода $ЛП_\tau$- поиска для определения параметров закона управления позволило расширить область применения метода АКОР и решать задачу синтеза нелинейного регулятора, нацеляя его

желаемыми свойствами.

Сочетание достоинств каждого из методов АКОР и $ЛП_\tau$- поиска, реализованных в приведенном алгоритме, выражается прежде всего в совершенствовании и углублении самих математических приемов для решения задач оптимального проектирования регуляторов аксиально-поршневых насосов.

Весь синтез проводится в диалоговом режиме между конструктором и ЭВМ, что позволяет промежуточные решения (для регуляторов с различными законами управления) оценивать и сравнивать при оптимальных сочетаниях параметров.

При оценке качества проектируемого регулятора рассматривались следующие показатели: время затухания T_p переходного процесса, наибольшее перерегулирование по давлению $\Delta p_н$ в напорной магистрали, статическая ошибка регулирования $1/K_{pa}$ и расход жидкости $Q_{упр}$, идущий на управление насосом.

Результаты синтеза структуры были проверены на экспериментальном стенде с аксиально-поршневым насосом, регулятор состояния которого был реализован с помощью ЭГУ, устройств аналоговой вычислительной машины и датчиков. На рис.2 показаны графики переходных процессов давления в напорной магистрали насоса, полученные при экспериментах с регуляторами различной структуры. Кривая I соответствует переходному процессу в системе с исходным гидромеханическим регулятором, кривая 2 - переходному процессу с оптимальным П - регулятором, а кривая 3 - с оптимальным ПИ-регулятором. Сплошными линиями на этом рисунке изображены экспериментальные переходные процессы, а пунктирными - соответствующие им процессы, рассчитанные на ЭВМ.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

I. Разработанные математические модели достоверно описывают динамические процессы в гидромеханической системе регулирования производительности аксиально-поршневого насоса. Сравнение результатов моделирования с результатами экспериментов подтверждает правомерность сделанных допущений.

2. Математические модели позволяют решать задачи оптимизации методами АКОР и $ЛП_\tau$- поиска.

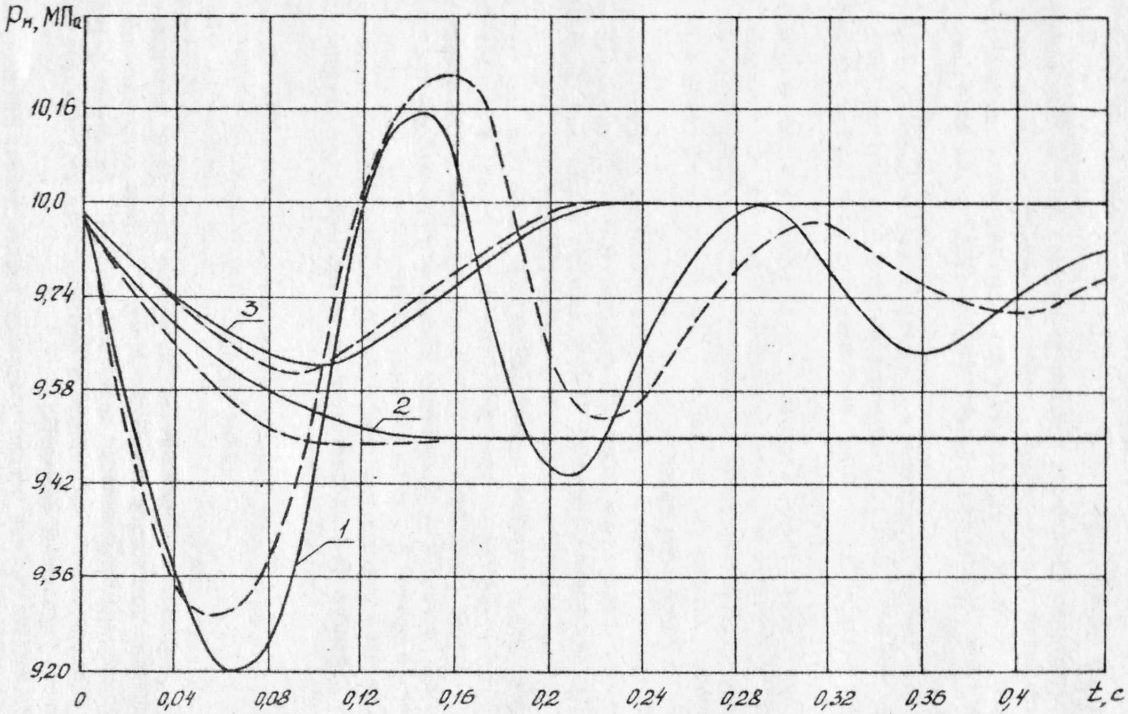

$p_н$, МПа
10,16
10,0
9,74
9,58
9,42
9,36
9,20
0
0,04
0,08
0,12
0,16
0,2
0,24
0,28
0,32
0,36
0,4
t, c
1
2
3

Рис. 2

3. Разработанный алгоритм многокритериальной оптимизации структуры и параметров регулятора аксиально-поршневого насоса учитывает:

- нелинейность математической модели;
- параметрические, функциональные и критериальные ограничения;
- противоречия между отдельными критериями и конструктивными параметрами.

4. Приведенная методика и программное обеспечение для автоматизированного снятия экспериментальных динамических характеристик регулятора с применением ЭВМ уменьшает трудоёмкость и повышает качество проводимых исследований.

5. В результате синтеза П-регулятора аксиально-поршневого насоса методом АКОР установлено, что доминирующими являются две обратные связи: обратная связь по давлению в напорной магистрали насоса и обратная связь по углу наклона шайбы.

6. Синтез ПИ-регулятора аксиально-поршневого насоса позволяет в несколько раз уменьшить коэффициенты усиления обратных связей. Целесообразность введения такого закона регулирования определяется возможностями его аппаратной реализации.

7. Сравнение результатов экспериментов, проведенных с оптимальными П и ПИ регуляторами, и результатов моделирования на ЭВМ показало, что они отличаются не более чем на 7-10%.

Основные результаты диссертации отражены в следующих работах:

1. Хван В.Л. Оптимизация автоматического регулятора аксиально-поршневого насоса // Проектирование и эксплуатация промышленных гидроприводов и систем гидропневмоавтоматики: Тезисы докладов зональной конференции.- Пенза,1986:С.77-78.

2. Моделирование на ЭВМ гидросистемы энергопитания с регулируемым аксиально-поршневым насосом // Г.К.Боровин, В.И.Мелихов, Д.Н.Попов, В.Л.Хван -Препринт Ин-та прикл.матем.им.М.В.Келдыша АН СССР.- 1987.- № 139.- 24 с.

3. Хван В.Л. Математическое моделирование и оптимизация регулятора аксиально-поршневого насоса // Изв.вузов. Машиностроение.- 1987.- 9.- С.156.

4. Попов Д.Н., Секретта Ю.П., Хван В.Л. Определение оптимальных структур и параметров регулятора аксиально-поршневого насоса

// Прогрессивные технологии и конструкции, механизация и автоматизация производственных процессов в машино- и приборостроении: Тезисы докладов межвузовской научно-технической конференции.-Калуга, 1987.-С.115-116.

5. Боровин Г.К., Попов Д.Н., Хван В.Л. Параметрическая оптимизация регулятора аксиально-поршневого насоса // Препринт Ин-та прикл.матем.им. М.В.Келдыша АН СССР.-1988.-№ 53.-20 с.

6. Попов Д.Н., Хван В.Л. Стратегия оптимального проектирования автоматических регуляторов объемных насосов // Вестник Машиностроения.-1988.-9.-С. 15-17.