

05.13.07

Ш907

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

Штесель

ШТЕССЕЛЬ Владимир Борисович

СИНТЕЗ ЦИФРОВОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДВУХКАНАЛЬНЫМ
ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИМ СЛЕДЯЩИМ ПРИВОДОМ
С ПЕРЕКРЕСТНЫМИ СВЯЗЯМИ



Специальность 05.13.07 - "Автоматизация технологических
процессов и производств"

Автореферат на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск - 1992

Работа выполнена в Челябинском государственном
техническом университете.

- Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор Бургвиц А.Г.
- Научный консультант - кандидат технических наук,
доцент Палей Г.Э.
- Официальные
оппоненты: - доктор технических наук,
профессор Гафиятуллин Р.Х.;
- кандидат технических наук,
Федяев В.Л.
- Ведущая организация - СКБ "РОТОР".

Защита состоится 29 апреля 1992 года, в 15 часов,
на заседании специализированного совета Д.053.13.06 в Челя-
бинском государственном техническом университете, аудитория
244 (454080, г. Челябинск, пр.им.В.И.Ленина, 76)
Автореферат разослан 19 марта 1992 года.

Ученый секретарь
специализированного
совета



С.Г. Барыкин

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В настоящее время одним из основных способов обеспечения надежности и качества новых технических систем является эксперимент, проводимый на всех этапах разработки.

Среди технических систем большой и разнообразный класс составляют такие технические системы, для которых существенны механические связи типа "момент- частота вращения". Объектами испытаний в таких технических системах выступают двигатели внутреннего сгорания, стартеры, турбины с аппаратурой управления, следящие системы, управляющие положением объектов, и др. Для лабораторных испытаний технических систем данного класса необходимо специальное нагрузочное устройство, воспроизводящее момент на валу объекта испытаний. Известные типы нагружающих устройств не достаточно эффективны для динамических испытаний с большой частотой и амплитудой моделируемого момента. Поэтому воспроизведение таких нагрузок потребовало разработки новой структуры нагружающего устройства, а также синтеза системы управления нагружающим устройством, обеспечивающей воспроизведение желаемого момента с высокой точностью.

Данная работа выполнена в соответствии с постановлением Совета Министров СССР №194-69 от 7.02.86, приказа Минвуза СССР №94с от 18.04.86.

Цель работы. Разработка структуры силовой части электрогидравлического нагружающего устройства для динамических испытаний механизмов вращения, синтез цифровой системы управления, а также моделирование процессов управления нагружающим устройством с учетом реализации управления на ЭВМ.

Задачи работы. Для достижения поставленной цели необходимо решение ряда задач.

Осуществить выбор такой структуры электрогидравлического нагружающего устройства, которая позволяет обеспечить наибольшую частоту изменения моделируемого момента сопротивления в процессе испытаний механизмов вращения и точность стабилизации заданного момента при минимальных затратах на управление нагружающим устройством.

Для выбранной структуры нагружающего устройства построить его математическую модель как объекта управления и разработать

процедуры и методики синтеза системы управления, обеспечивающие наилучшее в каком-либо смысле качество слежения за предписываемым моментом в различных режимах работы.

Разработать программное обеспечение процедур синтеза и моделирования работы управляемой электрогидравлической системы с учетом свойств сопряжения объекта и управляющей ЭВМ.

Для реализации предложенных алгоритмов на ЭВМ произвести оптимальный выбор интервала квантования.

Осуществить исследование алгоритмов управления для конкретного стенда для испытаний стартеров на ЭВМ в том числе с учетом свойств устройств сопряжения в стандарте КАМАК.

Методы исследования. Для решения поставленных задач используются методы механики жидкости, теории автоматического регулирования, теории планирования и обработки эксперимента. Проверка полученных результатов осуществлялась путем цифрового моделирования с помощью специально разработанных программ.

Научная новизна работы.

1. Установлено, что двухканальная структура нагружающего устройства для испытаний механизмов вращения, включающая гидроклапан давления и механизм управления регулирующим органом насоса, обладает энергетическими преимуществами по сравнению с известными структурами нагружающих устройств и обеспечивает наибольшую точность моделирования момента на выходном валу объекта испытаний.

2. Исследованы динамические характеристики гидроклапана с электрическим пропорциональным управлением в составе нагружающего устройства, и выявлено увеличение быстродействия и точности работы гидроклапана с ростом давления настройки.

3. Исследовано перекрестное взаимодействие каналов нагружающего устройства для различных режимов нагружения. Получены оценки взаимовлияния каналов, и обоснован выбор рассмотренных алгоритмов управления нагружающим устройством в зависимости от величин оценок.

Практическая ценность:

- разработана конструкция двухканального нагружающего устройства для испытаний механизмов вращения;
- разработаны методики синтеза цифровых законов управления нагружающим устройством для различных режимов нагружения;
- разработана методика выбора интервала квантования цифровой системы управления нагружающим устройством;

- разработан комплекс программ синтеза и моделирования цифровой системы управления нагружающим устройством с учетом свойств интерфейса в стандарте КАМАК.

Реализация работы. Результаты проведенного исследования использованы при разработке испытательного оборудования электрических машин в СКБ "РОТОР".

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на 39-43 научно-технических конференциях ЧПИ (1986-1990 гг.); на Всесоюзном совещании "Пневмогидроавтоматика и пневмопривод" (г.Суздаль, 1990 г.); на 7 Всесоюзном совещании молодых ученых "Современные проблемы автоматического управления" (г.Москва, 1987 г.); на Всесоюзном семинаре "Кибернетика электроэнергетических систем" (г.Челябинск, 1990г.); на научно-технической конференции "Совершенствование и автоматизация производственных процессов гидравлическими и пневматическими устройствами" (г.Челябинск, 1991 г.).

Публикации. По материалам проведенных исследований опубликовано 10 печатных работ.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованной литературы (107 наименований), приложения и акта о внедрении. Основная часть работы содержит 145 страниц машинописного текста, 36 страниц иллюстраций.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

ВО ВВЕДЕНИИ показана актуальность темы исследования, научная новизна и практическая ценность работы.

Для динамических испытаний механизмов вращения возникла необходимость создания нагружающего устройства (НУ), воспроизводящего момент на валу объекта испытаний с высокой точностью при минимальных затратах на управление.

В ПЕРВОЙ ГЛАВЕ анализируются теоретические аспекты моделирования момента при испытаниях механизмов вращения, проведен сравнительный анализ известных структур нагружающих устройств, рассмотрены различные подходы к синтезу систем управления НУ и особенности цифровых систем управления, сформулированы цель и задачи исследования.

Конструкции НУ, применяемых для испытаний механизмов враще-

ния разнообразны. Однако такие НУ как механические, электрические, индукционные, гидравлические дисковые, штифтовые, лопастные обладают следующими недостатками: невозможность обеспечения динамических режимов испытаний; низкая удельная мощность; недостаточная устойчивость торможения.

Более перспективными являются гидравлические НУ объемного типа, основным элементом которых является насос, создающий момент сопротивления на валу объекта испытаний. Гидрообъемные НУ можно разделить на две группы. К первой группе относятся НУ, регулирующие момент сопротивления посредством изменения рабочего объема насоса. Ко второй группе — НУ, регулирующие момент сопротивления посредством изменения давления в напорной магистрали с помощью гидроклапанов с электрическим пропорциональным управлением. Недостатком НУ, отнесенных к первой группе, является высокая инерционность регулирующего органа насоса переменной производительности. Нагружающие устройства, отнесенные ко второй группе, обладая энергетическими преимуществами по сравнению с НУ первой группы, также не лишены недостатка, который заключается в уменьшении быстродействия и точности работы гидроклапана в окрестностях малых давлений и больших расходов. Указанные обстоятельства требуют совершенствования конструкций нагружающих устройств.

Представлены два подхода к синтезу систем управления НУ. При реализации первого подхода необходимо решать задачу настройки управляемого нагружающего устройства по модели объекта замещения. При решении этой задачи применяются процедуры адаптации и управления по эталонной модели. Недостатками этих процедур являются: большие вычислительные затраты, что особенно существенно для цифровых систем управления; сложность реализации для нелинейных объектов; необходимость получения математической модели объекта замещения. Второй подход свободен от последнего недостатка и заключается в решении задачи слежения за требуемым законом изменения нагрузочного момента. Метод синтеза управления, основанный на втором подходе, совместно с методами декомпозиции признан перспективным для решения задачи управления НУ.

При реализации цифровых систем управления НУ одной из основных задач является выбор интервала квантования. Выбор интервала квантования следует производить с учетом большого числа факторов, часть которых могут сказаться противоречивыми. Поэтому процедуры оптимального выбора интервала квантования нуждаются в дополнительном исследовании.

ВО ВТОРОЙ ГЛАВЕ рассмотрены преимущества предложенной двухканальной структуры НУ по сравнению с известными структурами, получена математическая модель НУ как объекта управления и выявлены особенности математической модели.

На рис. I представлена гидравлическая схема двухканального нагружающего устройства. Стенд включает два одинаковых реверсивных регулируемых насоса Н1, Н2, механический редуктор Р, регулятор давления РД (гидроклапан давления). Предполагается, что один из насосов, например Н1, будет эксплуатироваться в качестве нерегулируемого насоса, а другой — в качестве регулируемого насос-мотора. Наклон чашки насоса регулируется при помощи механизма управления МУ1 или МУ2, включающего

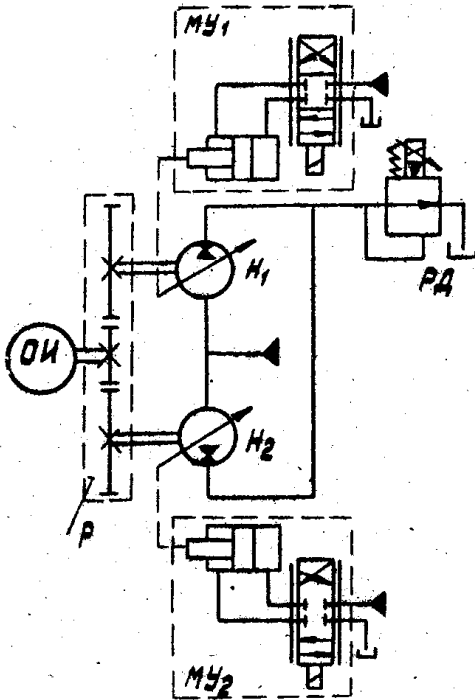


Рис. I

встроенный гидроцилиндр и электрогидравлический усилитель. Давление в напорной магистрали поддерживается с помощью РД пропорционально входному электрическому сигналу. НУ работает следующим образом. При вращении вала объекта испытаний ОИ на его валу создается момент сопротивления, пропорциональный произведению давления в напорной магистрали на суммарный рабочий объем насосов. В зависимости от положения наклонной чашки гидромашины Н2 она работает в режиме насоса или гидромотора. В первом случае тормозной момент создают обе машины. Во втором случае гидромашинка Н2 создает крутящий момент,

попутный с направлением вращения ОИ. Тормозной момент снижается. С помощью РД отслеживается высокочастотная составляющая заданного тормозного момента, а с помощью МУ2 — огибающая тормозного момента.

Предложенная двухканальная структура НУ обладает следующими преимуществами по сравнению с известными НУ:

- разделение частотных диапазонов позволило в 2 раза снизить затраты мощности на управление НУ по сравнению с НУ, в которых регулирование момента осуществляется посредством изменения рабо-

чего объема насоса, благодаря уменьшению потребного расхода гидросилителя механизма управления;

- постоянная времени гидроклапана уменьшена в $\sqrt{\delta}$ раз, где $\delta = M_{\max} / M_0 (t')$ - коэффициент уменьшения максимального расхода через гидроклапан, по сравнению с регулированием момента при постоянном рабочем объеме; M_{\max} - максимальное значение моделируемого момента; M_0 - огибающий момент; t' - время, при котором момент сопротивления на выходном валу объекта испытаний минимален (скорость вращения выходного вала ОИ максимальна).

- за счет работы в окрестности более высокого давления улучшены динамические характеристики гидроклапана по сравнению с характеристиками в составе НУ, в которых регулирование момента производится при постоянном рабочем объеме насоса.

Исследованы динамические характеристики гидроклапана. Для этого построена математическая модель гидроклапана в виде нелинейной системы уравнений восьмого порядка, которая была линеаризована в окрестности некоторого режима работы с расходом Q_0 , давлением p_0 . На основе передаточной функции гидроклапана по управляющему воздействию получены амплитудно-частотные характеристики в окрестностях различных давлений. На рис.2, 3 представлены зависимости полосы пропускания гидроклапана и статических ошибок ϵ_q по возмущению, ϵ_u по управлению от давления настройки. Как следует из рис.2, полоса пропускания гидроклапана расширяется от 10 гц при давлении 1 МПа до 100 гц при давлении 30 МПа. С ростом давления повышается и статическая точность гидроклапана (рис.3).

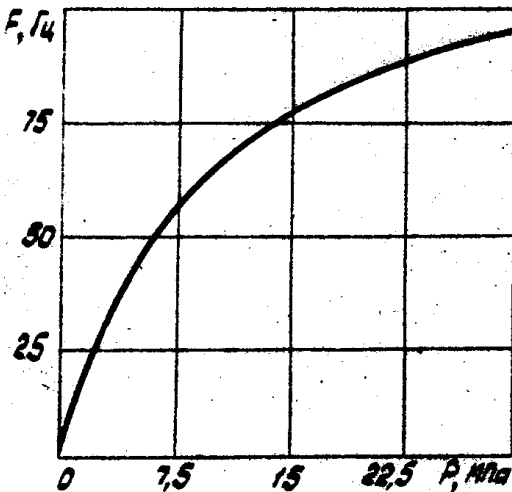


Рис.2

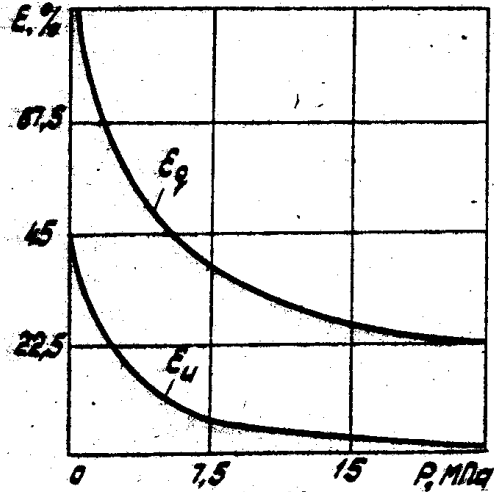


Рис.3

Таким образом, в окрестности низких давлений динамический режим испытаний с высокой частотой изменения моделируемого момента оказывается нереализуемым.

Особенность работы предложенного НУ является изменение рабочего объема насоса в процессе испытаний. Отклоняя регулирующий орган насоса на заданный угол, гидроцилиндр механизма управления преодолевает момент сопротивления, обусловленный силами гидростатического давления на поршни насоса. В работе построена математическая модель указанного момента в виде нелинейной системы дифференциальных уравнений, полученной на основе анализа рабочего процесса в камере насоса и уравнений равновесия поршня.

Методом планирования эксперимента данная математическая модель была аппроксимирована следующим уравнением регрессии второго порядка:

$$\Phi_2(\bar{x}) = b_0 + \sum_{i=1}^4 b_{1i} \bar{x}_i + \sum_{i=1}^4 b_{1j} \bar{x}_i \bar{x}_j + \sum_{i=1}^4 b_{1i} \bar{x}_i^2 \quad (I)$$

где $\bar{x} = \{p_H, \gamma, \omega\}$; p_H - давление в магистрали нагнетания; γ - угол наклона регулирующего органа, ω - угловая скорость блока цилиндров; b_0, b_{1i}, b_{1j} - оценки коэффициентов уравнения регрессии.

В результате построения математической модели НУ для испытаний механизмов вращения, движение гидравлических устройств стенда в окрестности некоторого режима работы с давлением p_0 , расходом Q_0 , углом наклона регулирующего органа насоса γ_0 описано следующей матричной системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= A_{11}x_1 + \Phi_1(x_2, \omega) + B_1 u_1; \\ \dot{x}_2 &= A_{22}x_2 + \Phi_2(x_1, x_2, \omega) + B_2 u_2; \\ u &= Gx + \Phi_3(x_2, \omega); \\ M &= (y_1 + p_0)(r(y_2 + \gamma_0) + q) / 2\pi i, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $x = \{x_1, x_2\}^T$; $u = \{u_1, u_2\}^T$; $y_1 = p - p_0$ - регулируемый выход гидроклапана; $y_2 = \gamma - \gamma_0$ - регулируемый выход механизма управления; $x_1 = \{x, x_y, z_1, z_2\}^T$; $x_2 = \{\gamma, x_3, r_1, r_2\}^T$; x, x_y - перемещения соответственно основного клапана и клапана управления; $z_1 = x$; $z_2 = x_y$; x_3 - перемещение золотника ЭГУМ; $r_1 = \gamma$; $r_2 = x_3$; M - момент сопротивления на валу объекта испытаний; q - рабочий объем гидромашин постоянной производительности; i - передаточное число редуктора; $r = DFz / 2\pi$; D - диаметр блока цилиндров; F - площадь поршня цилиндра; z - число поршней; $\Phi_1(x_2, \omega) = \{0, 0, f_1 \Delta Q, f_2 \Delta Q\}^T$; $\Delta Q = Q - Q_0$ - изменение расхода через кла-

пан; $q = c_1 \omega + c_2 \gamma \omega$; ω - угловая скорость объекта испытаний; $\Psi_3(x_2, \omega) = \{0; {}^T_3 \Delta Q\}^T$; c_1, c_2, f_1, f_2, f_3 - конструктивные константы; $c_{11}, c_{22}, B_1, B_2 \in R^4$; A_{11}, A_{22} - матрицы размером 4×4 .

Система уравнений (2) состоит из двух перекрестно связанных подсистем, взаимодействие которых заключается в том, что изменение угла наклона регулирующего органа насоса вызывает изменение расхода через гидроклапан, а изменение давления в магистрали нагнетания вызывает изменение нагрузки на гидроцилиндре механизма управления.

В ТРЕТЬЕЙ ГЛАВЕ решена задача распределения заданий между каналами НУ; рассмотрены различные подходы к получению оценок точности декомпозиции математической модели НУ; предложена процедура оптимального синтеза системы управления НУ на основе метода декомпозиции.

Желаемый момент сопротивления $M^*(t)$ на валу ОИ связан с давлением $p^*(t)$ в напорной магистрали стенда и рабочим объемом $q^*(t)$ насоса следующей функциональной зависимостью:

$$M^* = p^* \cdot q^* / 2\pi, \quad (3)$$

где $q^* \approx \gamma^* DFz$; γ^* - желаемое перемещение лопляки насоса.

Ставится задача определить управления $u_1(x_1, x_2, \omega)$ гидроклапаном и $u_2(x_2)$ механизмом управления насоса, при которых $\varepsilon_1 = \|u_1 - u_1^*\| = 0$ и $\varepsilon_2 = \|u_2 - u_2^*\| = 0$, где $u_1^* = p^*$, $u_2^* = \gamma^*$.

Вначале была решена задача распределения заданий между каналами НУ.

С целью расширения частотного диапазона гидроклапана, повышения точности слежения за командным сигналом и уменьшения массы золотника гидроклапана задание $p^*(t)$ было определено из условия $p^*(t) \rightarrow p_{\max}^*$, где p_{\max}^* - максимально допустимое давление. Для этого задание на механизм управления $q^*(t)$ вычислялось по формуле:

$$q^*(t) = 2\pi M_0(t) / p_{\max}^*,$$

где M_0 - огибающий момент, определяемый в результате решения одной из следующих вариационных задач:

$$I_1 = \int_{t_0}^{t_f} [(M_0(t) - M^*(t))^2 + \alpha M_0^2] dt \rightarrow \min_{M_0}, \quad (4)$$

$$I_2 = \int_{t_0}^{t_f} [(M_0(t) - M^*(t))^2 \beta(t) + \alpha M_0^2] dt \rightarrow \min_{M_0}, \quad (5)$$

где α - весовой коэффициент, позволяющий ограничить скорость изменения M_0 и соответственно γ .

Если решение задачи (4) не удовлетворяло ограничению $M^*(t) \leq M_0(t) \leq M_{\max}^*$, то отгибающий момент определялся в результате решения вариационной задачи (5) с нестационарным весовым коэффициентом $\beta(t)$, вычисляемым по формуле: $\beta(t) = a \cdot \exp(bt - ct^2) + 1$.

Окончательно задания y_1^* , y_2^* были представлены в виде:

$$y_1^* = 2\pi l (M^* - M') / (q_1 + n y_2^*); \quad y_2^* = 2\pi l (M_0 - M') / n(p_m - p_0) - q_1 / n, \quad (6)$$

где l - передаточное число редуктора, q_1 - рабочий объем гидромашин постоянной производительности; n - конструктивный параметр; p_m - максимально допустимое давление в магистрали нагнетания; M - момент сопротивления, соответствующий режиму линеаризации p_0 , γ_0 .

Декомпозицией исходной динамической системы (2) назовем следующую систему:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1^0 &= A_{11}x_1^0 + \Psi_1(x_2^0, \omega) + B_1 u_1; \\ \dot{x}_2^0 &= A_{22}x_2^0 + B_2 u_2; \\ y^0 &= Gx^0 + \Psi_3(x_2^0, \omega) \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Оценками точности декомпозиции являются величины: $\|y - y^0\|$, $\|x_1 - x_1^0\|$, $\|x_2 - x_2^0\|$. В работе рассмотрены три способа получения оценок ε точности декомпозиции: получение нормированных оценок; получение оценок с помощью переходной матрицы состояния; статистический метод. Установлено, что нормированные оценки, полученные на основе леммы Беллмана-Гронуолла, не являются конструктивными и носят приближенный характер. Конструктивные оценки точности декомпозиции получены на основе математической модели механизма управления и имеют следующий вид:

$$|\varepsilon_1(t)| \leq \max_{\tau \in t} |\Psi_2(\tau)| \cdot \left[\frac{c_1}{\lambda_1} (e^{\lambda_1(t-t_0)} - 1) + \frac{c_2}{\lambda_2} (e^{\lambda_2(t-t_0)} - 1) \right]; \quad (8)$$

$$|\varepsilon_2(t)| \leq \max_{\tau \in t} |\Psi_2(\tau)| \cdot \left[\frac{c_3}{\lambda_2} (e^{\lambda_2(t-t_0)} - 1) - \frac{c_3}{\lambda_1} (e^{\lambda_1(t-t_0)} - 1) \right], \quad (9)$$

где $c_1 = \frac{\lambda_2 - a_{33}}{\lambda_2 - \lambda_1}$; $c_2 = \frac{a_{33} - \lambda_1}{\lambda_2 - \lambda_1}$; $c_3 = \frac{(a_{33} - \lambda_1)(\lambda_2 - a_{33})}{a_{31}(\lambda_2 - \lambda_1)}$; λ_1, λ_2 - корни характеристического полинома $\lambda^2 - a_{33}\lambda + a_{31} = 0$ механизма управления;

$\varepsilon_1 = x_1 - x_1^0$; $\varepsilon_2 = x_3 - x_3^0$; x_1, x_3, x_1^0, x_3^0 - перемещение и скорость регулирующего органа насоса соответственно в исходной и декомпозированной системах.

Расчеты оценок $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ показали допустимость вертикальной декомпозиции исходной динамической системы (2) для заданного режима работы устройства нагружения. Однако при изменении закона нагружения либо параметров гидравлических устройств расчет следует повторить. В результате вертикальной декомпозиции математическая модель НУ была представлена в виде двух односторонне связанных подсистем. Таким образом становится возможным независимый локальный синтез в подсистеме механизма управления. Учитывая, что управление НУ производится посредством ЭВМ, были решены дискретные задачи синтеза.

В результате применения процедуры модального синтеза в подсистеме механизма управления получен следующий алгоритм управления:

$$u_2(i) = k \cdot [y_2^*(i) - k_D x_2(i)], \quad (9)$$

где k - коэффициент усиления регулятора; k_D - коэффициент усиления датчика обратной связи; G - вектор коэффициентов обратных связей по состоянию механизма управления; $i=1, \dots, n$.

Коэффициенты обратных связей выбирались таким образом, чтобы обеспечить апериодическую реакцию в замкнутой системе. В этом случае переходный процесс заканчивается в течение минимального числа интервалов дискретности, равного порядку системы.

Далее решена задача синтеза оптимального управления в подсистеме управления гидроклапаном, которая является односторонне связанной с подсистемой механизма управления с уже синтезированным управлением $u_2(x_2, y_2^*)$. Для решения задачи оптимального синтеза было принято допущение о том, что можно пренебречь изменением угловой скорости объекта испытаний. Данное допущение справедливо в окрестности небольших отклонений угловой скорости относительно среднего значения ω_{cp} , когда гидроклапан компенсирует изменение расхода за счет внутренних обратных связей. В этом случае математическая модель стэнда представлена в виде следующей разностной системы уравнений:

$$\begin{aligned} \tilde{x}_1(i+1) &= A_{11} \tilde{x}_1(i) + B_1 u_1(i) + F(i); \\ y_1(i) &= C_{11} \tilde{x}_1(i), \end{aligned} \quad (10)$$

где $F(i) = A_{12} x_2(i) + F_1 s$; $s = q_1 / 2\pi k_1 \cdot \omega_{cp} - Q_0$; $C_{12} = f \omega_{cp} C_{22}$; $\tilde{y}_1(i) = y_1(i) - C_{12} x_2(i) - ds$; C_{22} - вектор передачи регулируемого выхода механизма управления; $F_1 \in R^4$; A_{12} - квадратная матрица размером 4×4 ; f - конструктивная константа.

Для решения задачи оптимального слежения в системе (IO) необходимо знать наперед задание y_1^* на давление в напорной магистрали. Для повышения точности воспроизведения желаемого момента рекомендовано вычислять задание y_1^* по текущему положению льюшки насоса. В этом случае задание заранее не известно. Для решения задачи оптимального слежения необходимо хранить значение возмущения $F(i)$ и соответственно вектора $x_2(i)$ в памяти управляющей ЭВМ. Для устранения указанных недостатков задача оптимального слежения в системе (IO) была решена на расширенном состоянии $x = (x_1, x_2, g)$, где g - вектор состояния динамической модели командного сигнала, которая в соответствие с подходом Джонсона была представлена в виде:

$$\begin{aligned} g(i+1) &= G_1 g(i); \\ y_1^*(i) &= L_1 g(i), \end{aligned} \quad (II)$$

где $y_1^*(i)$ - доступная измерению величина; G_1, L_1 - постоянные матрицы.

Объединяя системы (IO), (II) и подсистему механизма управления, получим систему:

$$\begin{aligned} x(i+1) &= Ax(i) + Bu_1(i) + H_1(i); \\ y(i) &= Cx(i), \end{aligned} \quad (I2)$$

где $C = (C_{11}, C_{12}, -L_1)$; $\Omega = B_2 k k^T$; $A_4 = A_{22} - B_2 G k$;

$$A = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 \\ 0 & A_4 & 0 \\ 0 & 0 & G_1 \end{bmatrix}; \quad H_1 = \begin{bmatrix} F_1 & 0 \\ 0 & \Omega \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} s \\ y_2^* \end{bmatrix}; \quad B = \begin{bmatrix} B_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Решение задачи оптимального слежения $I \approx \min$, где

$$I = x^T(i_f) F_2 x(i_f) + \sum_{j=j_0}^{i_f-1} [y^T Q y + R u_1^2(j)], \quad (I3)$$

имеет следующий вид:

$$u_1(i) = -L^{-1}(i) B^T [K(i+1) A x(i) + K(i+1) H_1(i) + 0.5 P(i+1)], \quad (I4)$$

где $L(i) = B^T K(i+1) B + R$; $K(i)$ - симметричная неотрицательно определенная матрица, определяемая из уравнения:

$$K(i) = Q + A^T [K(i+1) - K(i+1) B L^{-1}(i) B^T K(i+1)] A \quad (I5)$$

при граничном условии $K(i_f) = F_2$; $P(i)$ - вектор столбец, определенный из выражения:

$$P(i) = 2A^T \{ K(i+1)N_1(i) + 0.5P(i+1) - K(i+1)BL^{-1}(i)B^T * \\ * [K(i+1)N_1(i) + 0.5P(i+1)] \} \quad (16)$$

при граничном условии $P(i_f) = 0$.

Состояния x_1 , x_2 , g оценивались при помощи наблюдателей Люенбергера.

Результаты цифрового моделирования работы НУ в соответствии с предложенным алгоритмом показали высокое качество процессов управления (рис.4, кривая 1). Учет переменной скорости объекта испытаний ухудшает качество переходных процессов (рис.4, кривая 2). Однако в диапазоне частот момента нагрузки до 20 герц и амплитудах меньше 15% от максимального момента отличие среднеквадратичной ошибки момента сопротивления от ошибки, полученной без учета изменения скорости объекта испытаний, не велико и предложенный алгоритм является эффективным. При других законах нагружения следует применять другой подход.

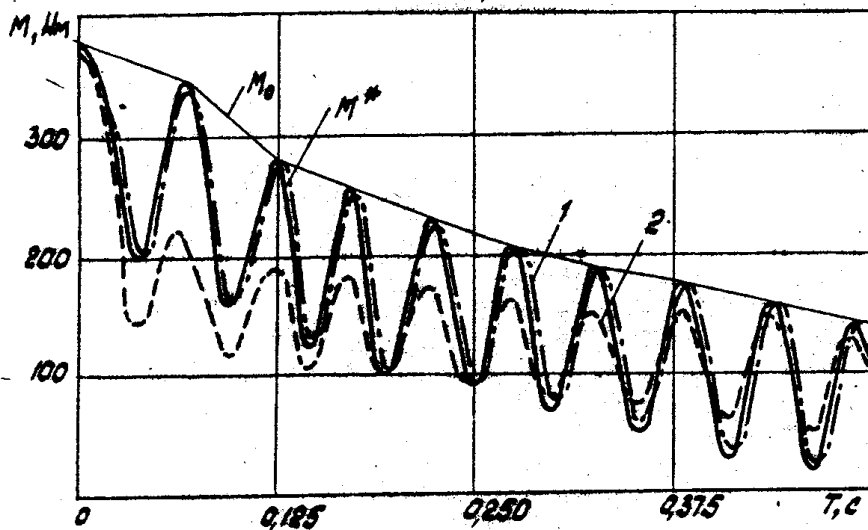


Рис.4

В ЧЕТВЕРТОЙ ГЛАВЕ решена задача синтеза системы управления НУ с учетом нелинейных перекрестных связей каналов, произведен сравнительный анализ предложенных алгоритмов управления.

Если оценки точности декомпозиции, вычисляемые по формулам (8), (9), не отвечают заданным требованиям, то математическая модель НУ должна описываться системой (2).

Задача состоит в синтезе управления $u = \{u_1, u_2\}$, обеспечива-

шего: инвариантность процессов слежения выхода у системы (2) за предписываемым значением u^* к изменению угловой скорости $\omega(t)$ объекта испытаний; автономность процессов слежения $y_1 \Rightarrow y_1^*$ в гидроклапане, $y_2 \Rightarrow y_2^*$ в механизме управления; оптимальное (заданное) качество процессов слежения.

Указанные свойства переходных процессов достигнуты за счет двухуровневого управления выходом устройства нагружения. При этом на первом уровне решена система уравнений для формирования желаемого изменения фазовых координат гидропривода $\tilde{x}_1 = \{x^*, x_y^*, z_1^*, z_2^*\}$ и $\tilde{x}_2 = \{\gamma^*, x_3^*, r_1^*, r_2^*\}$ таких, что при $\tilde{x}_1 = x_1^* - x_1 \Rightarrow 0$ и $\tilde{x}_2 = x_2^* - x_2 \Rightarrow 0$ следует $y_1 = y_1^* - y_1 \Rightarrow 0$ и $y_2 = y_2^* - y_2 \Rightarrow 0$; на втором уровне решены локальные задачи синтеза управлений в линейных системах, обеспечивающих оптимальное (заданное) качество стабилизации желаемых траекторий.

Желаемые координаты вычислялись из следующей алгебро-дифференциальной системы уравнений, названной системным центром:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}^* &= z_1^* ; & \dot{x}_y^* &= z_2^* ; \\ \dot{z}_1^* &= a_{31}x^* + a_{32}x_y^* + a_{33}z_1^* + a_{34}z_2^* + f_3\psi_1(\gamma, \omega); \\ \dot{\gamma}^* &= r_1^* ; & \dot{x}_3^* &= r_2^* ; & \dot{\gamma}^* &= y_2^* ; \\ \dot{r}_1^* &= b_{31}\gamma^* + b_{32}r_1^* + b_{33}x_3^* + f_5\psi_2(x); \\ \dot{y}_1^* &= c_1x^* + c_2x_y^* + c_3z_1^* + c_4z_2^* + d\psi_1(\gamma, \omega); \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Управления u_1, u_2 представлены в виде суммы двух слагаемых:

$$u_i = u_{F1} + u_{L1} ; \quad i=1,2, \quad (18)$$

где управления u_{L1} выбираются из условий желаемого качества переходных процессов $\|u_1\| \Rightarrow 0$ в гидроклапане давления и $\|\tilde{y}_2\| \Rightarrow 0$ в механизме управления, а управления u_{F1} - исходя из условия инвариантности выходов \tilde{y}_1, \tilde{y}_2 к нелинейным функциям $F_1(t), F_2(t)$, где $F_1(t) = z_2^* - a_{41}x^* - a_{42}x_y^* - a_{43}z_1^* - a_{42}z_2^* - f_4\psi_1(\gamma, \omega)$; $F_2(t) = r_2^* - b_{41}x^* - b_{42}r_2^*$.

В результате решения дискретных задач синтеза получены следующие алгоритмы управления:

$$u_1(i) = K_{OC1}(i) \cdot (x_1(i) - x_1^*(i)) + F_1(i)/b_4 ; \quad (19)$$

$$u_2(i) = K_{OC2}(i) \cdot (x_2(i) - x_2^*(i)) + F_2(i)/b_2, \quad (20)$$

где $K_{OC1}, K_{OC2} \in R^4$ - коэффициенты обратных связей, определяемых в результате решения локальных задач оптимального либо модального синтеза в следующих подсистемах:

$$\left. \begin{aligned} \dot{\tilde{x}} &= \tilde{z}_1; \quad \dot{\tilde{y}} = \tilde{z}_2; \quad \dot{\tilde{z}}_1 = a_{31}\tilde{x} + a_{32}\tilde{y} + a_{33}\tilde{z}_1 + a_{34}\tilde{z}_2 \\ \dot{\tilde{z}}_2 &= a_{41}\tilde{x} + a_{42}\tilde{y} + a_{43}\tilde{z}_1 + a_{44}\tilde{z}_2 - b_4 u_{L1}; \quad \dot{\tilde{y}}_1 = c_1\tilde{x} + c_2\tilde{y} + c_3\tilde{z}_1 + c_4\tilde{z}_2; \end{aligned} \right\} (21)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{\tilde{\gamma}} &= \tilde{r}_1; \quad \dot{\tilde{x}}_3 = \tilde{r}_2; \quad \dot{\tilde{r}}_1 = b_{31}\tilde{\gamma} + b_{32}\tilde{r}_1 + b_{33}\tilde{x}_3; \\ \dot{\tilde{r}}_2 &= b_{41}\tilde{x}_3 + b_{42}\tilde{r}_2 - b_2 u_{L2}; \quad \dot{\tilde{y}}_2 = \tilde{\gamma} \end{aligned} \right\} (22)$$

Таким образом, благодаря заданию уравнений системного центра в виде (17) и формированию управлений u_1, u_2 в соответствие с (18), система (2) представлена в виде двух независимых подсистем (21), (22), из которых видно, что достигнута инвариантность процессов слежения $\tilde{y}_1 \rightarrow 0, \tilde{y}_2 \rightarrow 0$ к изменению угловой скорости выходного вала объекта испытаний с оптимальным (заданным) качеством; процессы слежения автономны.

В работе рассмотрена процедура решения уравнений системного центра для управления НУ с помощью ЭВМ. В рамках двухуровневого подхода решена задача синтеза управления НУ с учетом переменной скорости объекта испытаний для случая, когда допустимо пренебречь нелинейной функцией Φ_2 . В этом случае математическая модель НУ была представлена в виде нестационарной системы уравнений.

Произведено сравнение рассмотренных алгоритмов управления. Для этого производилось моделирование работы НУ при различных амплитудах и частотах гармонической составляющей момента сопротивления на валу объекта испытаний. Для каждого переходного процесса вычислялась среднеквадратичная ошибка момента сопротивления. По результатам расчета построены кривые, представленные на рис. 5, 6.

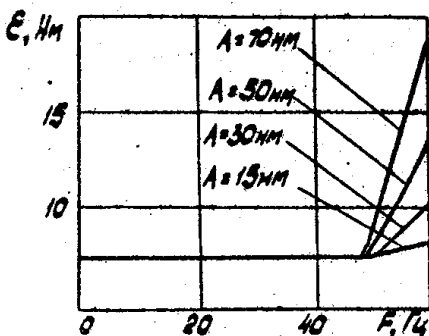


Рис. 5

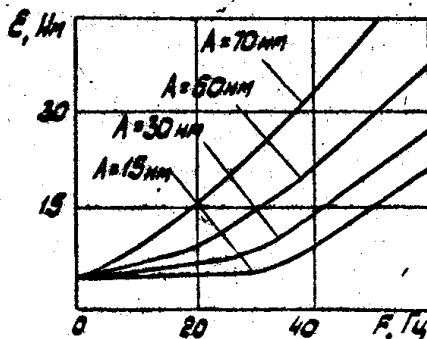


Рис. 6

На рисунке 5 представлены кривые, полученные при использовании двухуровневого алгоритма управления. До частоты 50 гц гар-

монической составляющей требуемого момента среднеквадратичная ошибка постоянна во всем диапазоне изменения амплитуд. С ростом частоты и амплитуды колебаний момента ошибка возрастает, что объясняется насыщением по управлению, вызванным увеличением производных заданного момента. На рис.6 представлены кривые, полученные при использовании алгоритма управления, основанного на декомпозиционной процедуре синтеза. До частоты колебаний момента 20Гц, и амплитуд A , меньших 50нм, среднеквадратичная ошибка близка ошибке, полученной при тех же значениях заданного момента для рассмотренного выше алгоритма синтеза. Увеличение ошибки с ростом амплитуды заданного момента объясняется ростом отклонения угловой скорости объекта испытаний относительно среднего значения, что не учитывается при данном методе синтеза.

В ПЯТОЙ ГЛАВЕ анализируются различные методы выбора интервала дискретности цифровых систем управления; рассмотрена процедура определения интервала дискретности цифровой системы управления НУ с помощью предложенного вспомогательного критерия; рассмотрено аппаратное обеспечение системы автоматизации испытаний механизмов вращения; приводятся результаты моделирования работы НУ с учетом свойств интерфейса в стандарте КАМАК при помощи разработанного программного модуля.

Анализ различных подходов к определению величины периода квантования позволяет сделать вывод, что результатом является некоторый диапазон возможных значений T . Причем значение T может быть ограничено сверху либо принадлежать некоторому диапазону от T_{\min} до T_{\max} . В связи с этим возникает задача окончательного выбора интервала дискретности в пределах выявленного диапазона. Для этого в работе предложен вспомогательный критерий.

Дело в том, что, вследствие погрешности таймера, фактический интервал дискретности будет отличаться от заданного T , в то время как матрица обратных связей $G(T)$ оптимального регулятора состояния рассчитана при интервале дискретности, равном заданному. Указанное обстоятельство ухудшает качество процессов управления в системе. Поэтому ставится задача определить такой интервал дискретности T , при котором норма $\left| \frac{\partial G}{\partial T} \right|$ матрицы чувствительности обратных связей по интервалу дискретности - минимальна.

Для решения поставленной задачи получена производная оптимальной матрицы обратной связи по T в виде

$$\frac{\partial G(T)}{\partial T} = Z^{-1}(T) \frac{\partial Y^T(T)}{\partial T} - Z^{-1}(T) \frac{\partial Z(T)}{\partial T} Z^{-1}(T) Y^T(T), \quad (23)$$

где $Z(T)=[R+\theta^T(T)K(T)\theta(T)]/T$; $Y(T)=\phi^T(T)K(T)\theta(T)/T$; R -весовой коэффициент функционала (13); $K(T)$ -решение уравнения Риккати; $\theta(T)$ -дискретная матрица передачи управления гидроклапана; $\phi(T)$ - дискретная матрица состояния гидроклапана.

Зависимость нормы функции чувствительности $\|\frac{\partial G}{\partial T}\|$ от интервала квантования T представлена на рис.7. Посредством анализа частотных характеристик гидроклапана в области абсолютной псевдочастоты λ , связанной с круговой частотой ω зависимостью $\lambda=2/T \cdot \text{tg}(\omega T/2)$, было получено ограничение на интервал дискретности T вида: $T \leq 0,0035c$. Для данного интервала минимум $\|\frac{\partial G}{\partial T}\|$ имеет место при значении $T=0,0025c$, которое принято в качестве окончательного.

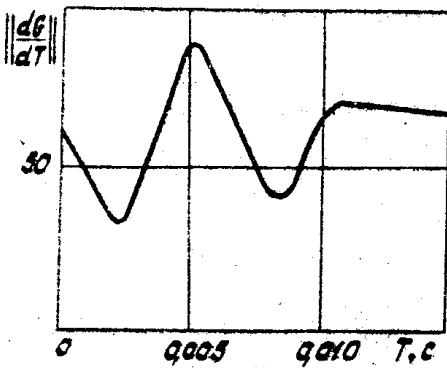


Рис.7

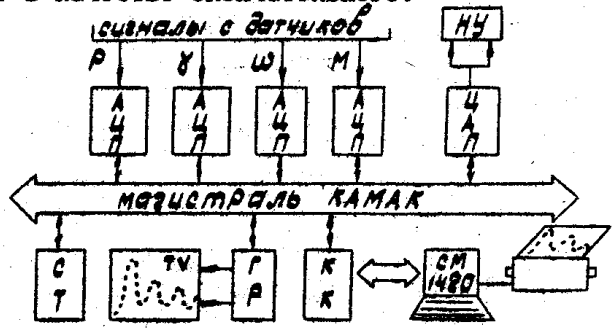


Рис.8

В качестве управляющей ЭВМ рекомендована мини-ЭВМ СМ-1420, а в качестве интерфейса между ЭВМ и объектом управления- аппаратура в стандарте КАМАК. Блок- схема аппаратуры системы автоматизации испытаний механизмов вращения представлена на рис.8. Для моделирования работы цифровой системы управления с учетом свойств интерфейса в стандарте КАМАК разработан программный модуль, зарегистрированный в специализированном межотраслевом фонде алгоритмов и программ, г. Киев. Особенность предложенной процедуры моделирования заключается в учете длительности характерных временных интервалов процесса цифрового управления, к которым относятся: затраты времени на опрос датчиков и преобразование полученных аналоговых сигналов в цифровой код с учетом затрат времени на программное обращение к модулям; затраты времени на алгоритм управления; затраты времени на преобразование цифрового кода в аналоговый сигнал; задержка, вызванная возможным несовпадением заданного пеквантования и фактических временных затрат.

С помощью разработанного программного модуля было проведено

моделирование работы нагружающего устройства, управляемого в соответствие с двухуровневым алгоритмом. Квантование регулируемых переменных (давление в магистрали нагнетания стэнда и перемещение регулирующего органа насоса) осуществлялось с шагом $\Delta=0.0098В$ (в АЦП) и $\Delta=0.049В$ (в ЦАП). Результаты моделирования показали, что среднеквадратичная ошибка воспроизводимого момента увеличилась на 5% по сравнению с процессом, полученным без учета свойств интерфейса (рис.4). Незначительное ухудшение качества процесса слежения свидетельствует о правильности выбора величины интервала квантования, типов модулей КАМАК для реализации системы автоматизации испытаний, а также работоспособности предложенных алгоритмов управления.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Анализ структур нагружающих устройств, применяемых для испытаний механизмов вращения, показал преимущества объемных гидравлических нагружающих устройств по быстродействию и устойчивости по сравнению с механическими, электрическими и другими нагружающими устройствами. Среди объемных гидравлических нагружающих устройств более перспективными являются нагружающие устройства, осуществляющие регулирование момента сопротивления посредством изменения давления в напорной магистрали с помощью гидроклапанов с электрическим пропорциональным управлением. Указанный тип нагружающих устройств, обладая энергетическими преимуществами по сравнению с гидравлическими нагружающими устройствами с объемным регулированием, не лишен недостатка, который заключается в том, что в окрестностях малых давлений и больших расходов снижается быстродействие гидроклапана и точность стабилизации заданного давления.

2. С целью повышения точности создания момента сопротивления на валу объекта испытаний, предложена двухканальная структура нагружающего устройства (защищена АС СССР №1615593), которая позволила: в 2 раза сократить затраты мощности на управление нагружающим устройством по сравнению с нагружающими устройствами с объемным регулированием момента сопротивления; уменьшить в 1.7 раза постоянную времени гидроклапана по сравнению с нагружающими устройствами, основанными на дросселировании жидкости, за счет уменьшения массы золотника; улучшить динамические характеристики

гидроклапана за счет работы при более высоком давлении.

3. Указанные преимущества двухканальной структуры достигнуты благодаря разработанной процедуре распределения задания на момент сопротивления между каналами нагружающего устройства. При этом гидроклапан давления отслеживает высокочастотную составляющую момента сопротивления, а механизм управления регулирующим органом насоса — огибающую заданного момента.

4. Полученная математическая модель электрогидравлического стенда как объекта управления включает две перекрестно-связанные подсистемы, взаимодействующие таким образом, что изменение угла наклона регулирующего органа насоса вызывает изменение расхода через гидроклапан, а изменение давления в магистрали нагнетания вызывает изменение нагрузки на гидроцилиндре механизма управления.

5. Методы декомпозиции и системного центра позволили разработать процедуры синтеза цифровой системы управления нагружающим устройством.

6. Для определения приемлимости декомпозиционной процедуры синтеза рассмотрены различные подходы к оценке точности декомпозиции. Конструктивные оценки точности получены на основе использования переходной матрицы состояния и статистического метода. Расчеты точности декомпозиции, выполненные для заданных режимов нагружения, показали приемлемость декомпозиционного подхода (пренебрежение влиянием изменения давления в напорной магистрали на нагрузку гидроцилиндра управления). В частности, максимальная погрешность по положению регулирующего органа составила 0.023 рад, а максимальная погрешность по скорости — 0.423 1/с. При изменении режимов нагружения либо конструкций гидравлических устройств стенда расчет следует повторить.

7. В том случае, когда метод декомпозиции является неприемлемым, предложенная двухуровневая процедура синтеза управления на гидроклапан давления и механизм управления регулирующим органом насоса обеспечила инвариантность процессов слежения от изменения нагрузки на гидроцилиндре управления регулирующим органом насоса и изменения расхода через гидроклапан. При этом процессы слежения автономны, а их качество определяется заданными критериями оптимальности. Указанные свойства переходных процессов достигнуты за счет двухуровневого управления регулируемым выходом стенда. При этом на первом уровне решена система уравнений для формирова-

ния желаемого изменения фазовых координат гидропривода. На втором уровне решены локальные задачи синтеза управлений в линейных системах, обеспечивающих заданное качество стабилизации желаемых траекторий.

8. Проведен сравнительный анализ различных процедур синтеза и разработаны рекомендации по применению той или иной процедуры синтеза в зависимости от амплитуды и частоты колебаний заданного момента. Для моделирования работы нагружающего устройства с управлениями, синтезированными на основе предложенных алгоритмов, разработаны программы на языках ФОРТРАН-77 и СИ (программный модуль зарегистрирован в специализированном межотраслевом фонде алгоритмов и программ; Алгоритмы и программы №7, 1990г.)

9. Известные методы вычисления интервала дискретности цифровых систем управления позволяют определить его допустимый диапазон. Посредством анализа псевдочастотных характеристик гидрогидроклапана получено максимально допустимое значение интервала дискретности. Для уточнения значения интервала в допустимом диапазоне предложен вспомогательный критерий - минимум чувствительности оптимальной матрицы коэффициентов обратных связей к такту квантования.

10. С помощью разработанного программного модуля произведено моделирование работы цифровой системы управления с учетом интерфейса в стандарте КАМАК. Результаты моделирования показали значительное ухудшение качества слежения за заданным моментом сопротивления. Разработанные алгоритмы управления могут быть рекомендованы для практического использования в системах автоматизации испытаний механизмов вращения.

Основные научные результаты диссертации опубликованы в следующих работах:

- Штессель В.Б. Построение математической модели для синтеза оптимального управления двухканальным электрогидравлическим стендом // Известия вузов. Машиностроение. - № 1. - 1989. - С. 71-74.

- Штессель В.Б. Декомпозиционный синтез оптимального управления двухканальным электрогидравлическим приводом. - В кн.: Управление и автоматизация в электроэнергетических системах: Тезисы докладов Всесоюзного семинара "Кибернетика электроэнергетических систем". Челябинск, 1990. - С.73.

- Штессель В.Б. Синтез цифровой системы управления двухканальным электрогидравлическим стендом для торможения двигателей // Известия вузов. Машиностроение. - № 3. - 1989. - С. 40-43.
- Штессель В.Б., Штессель В.Б. Инвариантный синтез нестационарной двухканальной электрогидравлической системы // Известия вузов. Машиностроение. - № 3. - 1990. - С. 60-64.
- А.С. 1615593 СССР Стенд для испытания двигателя вращательного движения / Штессель В.Б., Староверов Ю.А., Троицкий В.Л. Оpubл. в Б.И., 1990, № 47.
- Цыганков В.А., Штессель В.Б. Синтез и моделирование цифровой системы управления с интерфейсом в стандарте КАМАК при настройке по техническому оптимуму Алгоритмы и программы. - № 7. - 1990.
- Лютый И.И., Сиврикова С.Р., Ткаченко В.А., Троицкий В.Л., Штессель В.Б. Математическая модель гидравлического привода регулирующего органа аксиально-поршневого насоса. - Тезисы докладов научно-технической конференции "Совершенствование и автоматизация производственных процессов гидравлическими и пневматическими устройствами". Челябинск, 1991. - С. 26.
- Троицкий В.Л., Штессель В.Б. К выбору математической модели рабочего процесса аксиально-поршневой гидромашин при расчете механизма управления. - В кн.: Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин: Сб. науч. трудов ЧПИ, Челябинск, 1988. - С. 121-127.
- Штессель В.Б. Система управления электрогидравлическим стендом. - В кн.: Управление и элементы в автоматических системах приборостроения: Сб. науч. трудов ЧПИ, Челябинск, 1986. - С. 44.
- Штессель В.Б. Моделирование цифровой системы управления с учетом интерфейса в стандарте КАМАК. - В кн.: Автоматическое регулирование и элементы исполнительных систем: Сб. науч. трудов ЧПИ, Челябинск, 1987. - С. 12-14.