

Труханов Кирилл Алексеевич

**СИНТЕЗ ГИДРОПРИВОДА С ДИСКРЕТНО УПРАВЛЯЕМЫМ
ДВИЖЕНИЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА**

05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

АВТОРЕФЕРАТ

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Научный руководитель

доктор технических наук,
профессор Попов Д.Н.

Официальные оппоненты

доктор технических наук,
профессор Соколов В.К.
кандидат технических наук
Ситников С.Л.

Ведущее предприятие

ОАО «ММЗ»
Открытое Акционерное
Общество «Мытищинский
Машиностроительный
Завод»

Защита диссертации состоится « 18 » декабря 2013 г. в 14 час. 30 мин. в конференц-зале 314э на заседании диссертационного совета Д 212.141.16 при ФГБОУ ВПО МГТУ им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Ваши отзывы на автореферат в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просим высылать по указанному выше адресу.

Автореферат разослан « »

2013 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета Д 212.141.16
кандидат технических наук, доцент



Колосов М.А.



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время большое внимание уделяется проблеме модернизации машин и механизмов, составляющих различные технические системы, где в качестве исполнительного механизма используется звено с вращательным движением. К ним относятся системы поворота башен кранов, системы различных миксеров, как в строительной, так и в пищевой промышленности, системы охлаждения двигателей большегрузных транспортных средств и другие. Ведутся исследования по разработке наиболее экономически выгодных гидроприводов для указанных систем. Использование гидравлического привода для систем большой мощности связано в ряде случаев с необходимостью применять сложные конструктивные решения. Это, в свою очередь, отражается как на стоимости оборудования, так и увеличивает стоимость эксплуатации.

Выбор схемы и параметров гидропривода (синтез) представляется многоуровневой задачей, связанной со сложностью самого объекта – многокритериальной областью проектных решений системы. Эффективность гидропривода зависит от параметров, входящих в него элементов и системы, для которой он применяется, а также точного определения характеристик как отдельных элементов, так и системы в целом.

Среди различных способов управления гидроприводом для рассматриваемого класса задач дискретное управление имеет неоспоримые достоинства, так как не требует сложных гидравлических и электрических элементов конструкции. Использование дискретного управления обусловлено следующими причинами и неформализуемыми критериями. Во-первых, надежность, стоимость эксплуатации, легкодоступность и взаимозаменяемость элементной базы разрабатываемого привода. Во-вторых, простая реализация алгоритма управления. В дискретной системе нет необходимости в применении сложных модулей управления, в отличие от непрерывной (пропорциональной) системы. В-третьих, простота модернизации (изменения алгоритма и структуры системы).

Синтез структуры и оптимальных параметров гидропривода с дискретным управляемым выходным звеном позволяет решать задачи проектирования наиболее рациональных технических систем различного назначения. В связи с чем, тема диссертационной работы представляется актуальной.

Объект исследования. Объектом исследований, результаты которых приведены в диссертации, служит гидропривод с дискретно управляемым движением выходного звена, рассмотренный на примере гидропривода вентилятора для системы охлаждения двигателя транспортного средства.

Цель проведенных исследований состоит в разработке научно-обоснованной методики интерактивного проектирования, ориентированной на выбор оптимальной структуры и параметров гидропривода с дискретно управляемым движением выходного звена.

Задачи исследования. Для достижения поставленной цели в диссертационной работе были решены следующие задачи:

1). Формирование концепции алгоритма интерактивного проектирования.

- 2). Определение оптимальной структуры гидропривода с дискретно управляемым движением выходного звена на основе выпускаемых промышленностью устройств.
- 3). Создание методики выбора оптимальных параметров гидропривода с дискретно управляемым движением выходного звена.
- 4). Оптимизация динамических характеристик гидропривода с дискретно управляемым движением выходного звена.
- 5). Верификация и анализ полученных результатов численного моделирования путем испытаний опытного образца, созданного и оптимизированного по многим критериям гидропривода с дискретно управляемым движением выходного звена на примере привода вентилятора для системы охлаждения двигателя транспортного средства.

Методы исследования. Задачи в данной работе решались на основе теоретических и экспериментальных исследований. Теоретические исследования базируются на известных положениях в области расчетов и оптимального проектирования технических систем, изложенных в работах отечественных и зарубежных авторов: Г.К. Боровин, Д.Н. Горячев, С.А. Ермаков, С.И. Ефимов, А.П. Карпенко, А.М. Кригер, И.П. Норенков, Т.В. Панченко, Д.Н. Попов, Ю.И. Рассадкин, А.И. Репин, А.В. Сеницын, С.Л. Ситников, И.М. Соболев, В.К. Соколов, Р.Б. Статников, Я.З. Цыпкин, J.H. Chastain, D.M. Dawson, G. Gotting, T.H. Mitchell, M.H. Salah, J.R. Wagner и др.

Для изучения динамических процессов применялось математическое моделирование проектируемого гидропривода. Расчеты динамических характеристик гидропривода и параметров его элементов проведены по разработанной с этой целью нелинейной объектно-ориентированной компьютерной модели.

Верификация теоретических положений подтверждена испытаниями опытного образца, созданного, в соответствии с предложенной в диссертации методикой интерактивного проектирования.

Научная новизна выполненной диссертационной работы состоит в следующем:

- 1). Предложена концепция интерактивного синтеза гидропривода с дискретно управляемым движением выходного звена для вентилятора системы охлаждения двигателя транспортного средства.
- 2). С целью выбора структуры и параметров гидропривода применен генетический алгоритм, в котором целевой функцией служит соотношение между массой и развиваемой гидроприводом мощностью.
- 3). На основании решения задачи многокритериальной оптимизации с использованием принципа Парето показано, что принятое соотношение может служить решающим критерием.
- 4). Объектно-ориентированная компьютерная модель гидропривода с дискретно управляемым движением выходного звена, в отличие от существующих, построена в виде блок-схем уравнений, описывающих связи между исходными физическими величинами, и обладающая принципом модульности. Модель

позволяет определять оптимальные параметры настройки клапана плавного пуска гидропривода.

5). Выявлены условия и факторы использования клапана плавного пуска в системе. Это позволило расширить сферу применения гидропривода с дискретно управляемым движением выходного звена.

6). Экспериментальными исследованиями опытного образца гидропривода установлена целесообразность применения такого клапана без дополнительных регуляторов.

Практическая ценность результатов. Разработанная в диссертации методика интерактивного синтеза гидропривода с дискретно управляемым движением выходного звена может быть применена при создании новых образцов гидроприводов, при анализе и при совершенствовании существующих гидроприводов. Методика обеспечивает конструктору возможность проводить выбор оптимальной структуры и параметров гидропривода для технической системы с дискретно управляемым движением выходного звена.

Достоверность полученных результатов обеспечена применением обоснованных допущений, принятых при компьютерном моделировании, как в гидроприводе, так и в управляемой системе в целом. Справедливость разработанной компьютерной модели и полученных на ее основе результатов компьютерного моделирования подтверждена экспериментальными исследованиями опытного образца, проведенными с участием автора диссертации.

Реализация работы. Созданный на основе представленных в диссертации результатов теоретических и экспериментальных исследований гидропривод с дискретным управлением движением выходного звена для системы охлаждения транспортного средства, внедрен:

при разработке снегоболотохода ТТМ-3 «Тайга», 2012 г. Закрытое акционерное общество «Транспорт» (ЗАО «Транспорт»), г. Нижний Новгород;

при разработке сельскохозяйственного автомобиля Урал ЯМЗ-53402, 2012 г. Группа ГАЗ, ОАО «Автомобильный завод «УРАЛ», (ОАО «АЗ «УРАЛ»), г. Миасс;

при разработке а/м КАМАЗ 6560 и а/м КАМАЗ 65226, 2011 г. НТЦ ОАО «КАМАЗ», г. Набережные Челны.

Основные положения диссертации отражены в печатных работах, докладывавшихся на Московской научно-технической конференции студентов и аспирантов. По содержанию диссертации сделано два доклада на кафедре гидромеханики, гидромашин и гидропневмоавтоматики МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Научные работы. По материалам диссертации опубликованы 6 научных работ, из них 4 в журналах, рецензируемых ВАК РФ. Научные работы посвящены созданию объектно-ориентированной компьютерной модели, вопросам идентификации параметров и оптимизации проектируемого гидропривода.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 50 наименований, 5 приложений, содержит 167 страниц текста, 9 таблиц и 68 рисунка.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выбранной темы исследования, определены цель, объект и задачи работы. На примере привода вентилятора дана классификация существующих типов гидравлических приводов для систем охлаждения двигателей транспортных средств.

В первой главе рассмотрены тенденции развития применения приводов вентиляторов для систем охлаждения двигателей внутреннего сгорания транспортных средств. Освещены особенности процессов управления и регулирования гидропривода вентилятора для систем охлаждения двигателей. Сделан вывод о преимуществах применения гидропривода в системах охлаждения двигателей транспортных средств большой грузоподъемности. Показано, что применение гидропривода вентилятора снижает потребление топлива на 14%. Представлен созданный алгоритм интерактивного проектирования разрабатываемого привода, блок-схема которого приведена на Рис. 1.

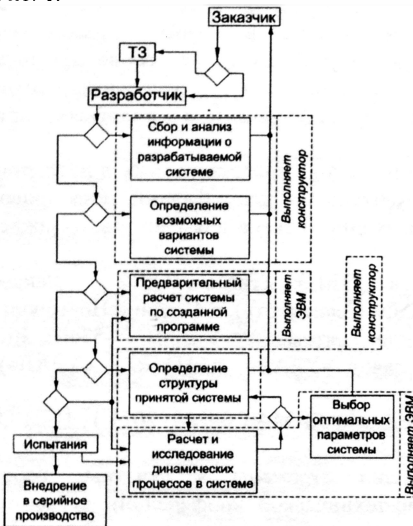


Рис.1. Блок-схема для формирования алгоритма интерактивного проектирования решаемой в диссертации задачи

Обоснованы выбор и применение в качестве исходной схемы гидропривода с дискретно управляемым движением выходного звена для системы охлаждения двигателя транспортного средства.

Принципиальная схема системы с выбранным типом управления гидромотором представлена на Рис. 2.

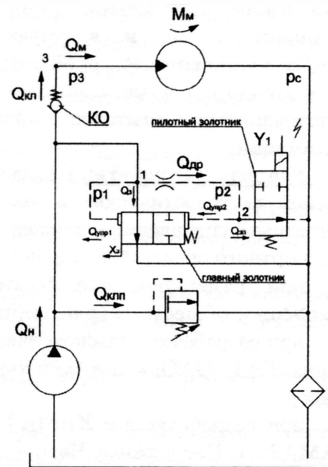


Рис.2. Блок-схема гидропривода с дискретной системой управления гидромотором. КО – клапан обратный

Во второй главе изложены теория и методы расчета гидропривода с дискретно управляемым движением выходного звена на примере привода вентилятора для системы охлаждения двигателя транспортного средства.

В рассматриваемой системе выбран клапан плавного пуска (далее КПП) для управления гидромотором. Клапан устанавливается непосредственно на насос. Применение стандартного дискретного гидрораспределителя в данном случае является нецелесообразным по двум причинам:

- возможный выход из строя элементов системы из-за резкого увеличения давления в напорной линии насоса;
- появления сильных рывков при движении транспортного средства в момент включения привода вентилятора.

С целью уменьшения перегревания по давлению и расходу рабочей жидкости (далее РЖ) в напорную линию насоса включен обратный клапан.

Для получения компьютерной модели системы с дискретным управлением гидромотора записаны уравнения отдельных компонентов, входящих в блок-схему привода (Рис. 2).

Уравнение баланса расходов рабочей жидкости для точки 1 имеет вид

$$Q_n = Q_{\text{клт}} + Q_{\text{кл}} - Q_{\text{упр1}} + Q_3 + Q_{\text{др}} + \frac{V_{s1}}{E_s} \cdot \frac{dp_1}{dt}, \text{ при } p > p_{\text{нпк}}, \quad (1)$$

$$Q_{\text{клт}} = 0, \text{ при } p \leq p_{\text{нпк}}, \quad (2)$$

где Q_n – подача насоса, $Q_{\text{клт}}$ – расход РЖ через переливной клапан, $Q_{\text{кл}}$ – расход РЖ, идущей через обратный клапан, $Q_{\text{упр1}}$ – расход РЖ, поступающий к торцу золотника с меньшей площадью, Q_3 – расход РЖ через главный золотник КПП, $Q_{\text{др}}$ – расход РЖ, проходящий через дроссель КПП, V_{s1} – объем жидкости в трубопроводах и элементах гидросистемы на участке насос-точка 1, E_s – модуль объемной упругости РЖ, p_1 – давление РЖ в точке 1, $p_{\text{нпк}}$ – давление настройки переливного клапана.

Уравнения, определяющие Q_3 и $Q_{\text{упр1}}$, соответственно имеют вид

$$Q_3 = K_3 \cdot x_3 \cdot \sqrt{(p_1 - p_c)}, \quad (3)$$

$$K_3 = \mu_3 \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \sqrt{2/\rho}, \quad (4)$$

$$Q_{\text{упр1}} = F_{\text{упр1}} \cdot \frac{dx_3}{dt}. \quad (5)$$

В уравнениях (3)-(5): K_3 – удельная проводимость главного золотника КПП, μ_3 – коэффициент расхода главного золотника КПП, ρ – плотность РЖ, p_c – давление на сливе, d_3 – диаметр главного золотника КПП, p_1 – давление жидкости в точке 1 (давление управления, действующее на торец с меньшей площадью главного золотника КПП), $F_{\text{упр1}}$ – площадь торца с меньшей площадью главного золотника КПП, x_3 – линейное перемещение главного золотника КПП, dx_3/dt – линейная скорость главного золотника КПП.

Уравнение баланса расходов РЖ для точки 2 (Рис. 2)

$$Q_{др} + Q_{ymp2} - Q_{зн} = \frac{V_{s2}}{E_s} \cdot \frac{dp_2}{dt}, \quad (6)$$

$$Q_{зн} = K_{зн} \cdot x_{зн} \cdot \sqrt{(p_2 - p_c)}, \quad (7)$$

$$K_{зн} = \mu_{зн} \cdot \pi \cdot d_{зн} \cdot \sin(\alpha_{зн}) \cdot \sqrt{2/\rho}, \quad (8)$$

$$Q_{ymp2} = F_{ymp2} \cdot \frac{dx_1}{dt}, \quad (9)$$

$$Q_{др} = K_{др} \cdot \sqrt{(p_1 - p_2)}, \quad (10)$$

$$K_{др} = \mu_{др} \cdot F_{др} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (11)$$

В уравнениях (6)-(11): Q_{ymp2} – расход жидкости, поступающей под торец с большей площадью главного золотника КПП, V_{s2} – объем жидкости в элементах гидросистемы на участке главный золотник – пилотный золотник, E_s – модуль объемной упругости жидкости, $Q_{зн}$ – расход РЖ, проходящей через пилотный золотник, p_2 – давление РЖ в точке 2 (давление управления, действующее на торец с большей площадью главного золотника КПП), F_{ymp2} – площадь торца с большей площадью главного золотника КПП, $\mu_{зн}$ – коэффициент расхода пилотного золотника КПП, $\mu_{др}$ – коэффициент расхода дросселя КПП, $d_{зн}$ – диаметр пилотного золотника КПП, $x_{зн}$ – линейное перемещение пилотного золотника КПП, $\alpha_{зн}$ – угол конусности пилотного золотника КПП, $F_{др}$ – площадь проходного сечения дросселя КПП.

Уравнение, описывающее электрическую часть КПП, имеет вид:

$$U = i \cdot R + L \cdot \frac{di}{dt}, \quad (12)$$

где U – напряжение на входе в электрическую часть КПП, i – сила тока в цепи, R – активное сопротивление катушки электромагнита, L – индуктивность катушки электромагнита.

Электродвижущая сила пропорциональна току в обмотке катушки, т.е.:

$$F_e \approx i, \quad L = \frac{U - i \cdot R}{di/dt}, \quad 1/L = a \cdot i + b, \quad (13)$$

$$\frac{di}{dt} = \frac{U - i \cdot R}{L} = (a \cdot i + b) \cdot (U - i \cdot R), \quad (14)$$

Уравнение движения пилотного золотника КПП представлено в виде:

$$F_e - C_{прп} \cdot x_{зн} - b_{тр1} \cdot \frac{dx_{зн}}{dt} = m_{зн} \cdot \frac{d^2 x_{зн}}{dt^2}, \quad (15)$$

в уравнении (15): $x_{зн}$ – линейное перемещение пилотного золотника КПП, $m_{зн}$ – масса пилотного золотника, $C_{прп}$ – коэффициент жесткости пружины пилотного золотника КПП, $b_{тр1}$ – коэффициент трения для пилотного золотника КПП.

Уравнение перемещения главного золотника КПП представлено ниже:

$$p_1 \cdot F_{ymp1} - p_2 \cdot F_{ymp2} + C_{прп} \cdot (x_0 - x) - b_{тр2} \cdot \frac{dx_1}{dt} = m_1 \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2}, \quad (16)$$

в уравнении (16): x_1 – линейное перемещение главного золотника КПП, x_0 –

максимальное смещение золотника, m , – масса золотника, $C_{\text{пр}}$ – коэффициент жесткости пружины главного золотника КПП, $b_{\text{тр}2}$ – коэффициент трения для главного золотника КПП.

Если учитывать линейный характер изменения индуктивности от тока в обмотке, то можно ввести коэффициент пропорциональности $K_{\text{и}} = 4,4 \text{ Гн А}$.

Вращающий момент $M_{\text{м}}$, который развивает гидромотор, равен сумме моментов, создающих нагрузку на вал гидромотора:

$$M_{\text{м}} = M_{\text{л}} + M_{\text{тр}} + M_{\text{Л}}, \quad (17)$$

где $M_{\text{л}}$ – момент от действия инерционной нагрузки, $M_{\text{тр}}$ – момент, вызванный трением в гидромоторе и в опорах вентилятора, $M_{\text{Л}}$ – момент сопротивления, создаваемого вентилятором.

Указанные в уравнении (17) моменты определяют следующие соотношения:

$$M_{\text{Л}} = \rho_{\text{возд}} \cdot F_{\Phi} \cdot R_{\text{в}} \cdot v_{\text{в}}^2, \quad (18)$$

$$v_{\text{в}} = \sqrt[3]{G_{\text{в}} \cdot \omega_{\text{в}}^2}, \quad (19)$$

$$M_{\text{л}} = I_{\text{м}} \cdot \frac{d\omega_{\text{м}}}{dt}, \quad (20)$$

$$I_{\text{м}} \approx \frac{m \cdot (R_{\text{в}}^2 + r^2)}{2}, \quad (21)$$

в уравнениях (17) - (21): $\rho_{\text{возд}}$ – плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе, F_{Φ} – фронтальная поверхность вентилятора, $R_{\text{в}}$ – внешний радиус лопастей вентилятора, r – внутренний радиус лопастей вентилятора, m – масса вентиляторного колеса, $v_{\text{в}}$ – осевая скорость на выходе вентилятора, $I_{\text{м}}$ – момент инерции двигателя и элементов конструкции нагрузки (вентилятора), $K_{\text{трм}}$ – коэффициент сопротивления, $\omega_{\text{м}}$ – угловая скорость вращения вала ГМ (принято, что скорость вращения вала ГМ равна скорости вращения вентилятора), $\omega_{\text{в}}$ – угловая скорость вращения вала вентилятора, $\omega_{\text{м}} = \omega_{\text{в}}$.

После подстановки в уравнение (17) величин согласно соотношениям, (18-21), это уравнение принимает вид:

$$M_{\text{м}} = I_{\text{м}} \cdot \frac{d\omega_{\text{м}}}{dt} + K_{\text{трм}} \cdot \omega_{\text{м}} + M_{\text{Л}}, \quad (22)$$

Для определения влияния и учета динамических процессов в гидрочлинии (далее ГЛ) с РЖ, соединяющей КПП и гидромотор, использована математическая модель ГЛ с сосредоточенными параметрами, справедливая при следующих допущениях:

- волновые процессы не рассматриваются в следствие незначительной длины ГЛ;
- режим течения РЖ установившийся и соответствует автомодельному ($Re > 10^5$).

В разрабатываемом приводе рекомендуется применять в качестве РЖ гидравлические масла, обеспечивающие стабильность вязкости в широком температурном диапазоне и предназначенные для работы гидравлических приводов от минус -60°C до плюс $+100^{\circ}\text{C}$.

Тепловые процессы в контуре системы охлаждения двигателя описывают следующие уравнения:

$$\left. \begin{aligned} m_e \cdot c_e \cdot \left(\frac{dT_e}{dt} \right) &= Q_{in} - \dot{m}_r \cdot c_{pe} \cdot (T_e - T_r), \\ m_r \cdot c_e \cdot \left(\frac{dT_r}{dt} \right) &= \dot{m}_r \cdot c_{pe} \cdot (T_e - T_r) - \varepsilon \cdot c_{pa} \cdot \dot{m}_a \cdot (T_e - T_{\infty}), \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{dT_e}{dt} &= \frac{Q_{in}}{m_e \cdot c_e} - \frac{\dot{m}_r \cdot c_{pe}}{m_e \cdot c_e} \cdot (T_e - T_r), \\ \frac{dT_r}{dt} &= \frac{\dot{m}_r \cdot c_{pe}}{m_r \cdot c_e} \cdot (T_e - T_r) - \frac{\varepsilon \cdot c_{pa} \cdot \dot{m}_a}{m_r \cdot c_e} \cdot (T_e - T_{\infty}), \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{dT_e}{dt} &= K_1 - K_2 \cdot (T_e - T_r), \\ \frac{dT_r}{dt} &= K_3 \cdot (T_e - T_r) - K_4 \cdot (T_e - T_{\infty}), \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

в уравнениях (23) - (25): $K_1 = Q_{in} / (m_e \cdot c_e)$, $K_2 = (\dot{m}_r \cdot c_{pe}) / (m_e \cdot c_e)$, $K_3 = (\dot{m}_r \cdot c_{pe}) / (m_r \cdot c_e)$, $K_4 = (\varepsilon \cdot c_{pa} \cdot \dot{m}_a) / (m_r \cdot c_e)$, где Q_{in} – мощность тепловыделения двигателя транспортного средства, m_e – масса хладагента в двигателе, c_e – удельная теплоемкость хладагента, $\dot{m}_r$ – массовый расход хладагента в радиаторе, c_{pe} – удельная теплоемкость хладагента, ε – эффективность вентилятора (отношение произведения изменения давления на расход вентилятора к подводимой мощности), c_{pa} – удельная теплоемкость воздуха, m_r – масса хладагента в радиаторе, $\dot{m}_a$ – массовый расход воздуха, T_{∞} – температура окружающей среды, T_e – температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя, T_r – температура охлаждающей жидкости на выходе из радиатора. Значения температур, используемых при расчетах – в °K; в результатах – °C.

При компьютерном моделировании системы с КПП были также учтены:

- зона насыщения по линейному перемещению главного золотника КПП, равная 6 мм;
- зона насыщения по линейному перемещению пилотного золотника КПП, равная 2,5 мм;
- зона насыщения по линейному перемещению запорного элемента обратного клапана, равная 5,8 мм;
- гистерезис статической характеристики датчика температуры равный 15°C;
- температура окружающей среды равна +60°C;
- значения величин и коэффициентов, используемых при расчете, представлены в единицах системы СИ.

Кроме того, предполагалось, что по условиям установки радиатора на транспортном средстве за кабиной, потоком набегающего воздуха на систему охлаждения двигателя можно пренебречь; поток хладагента в системе охлаждения двигателя постоянный; структура потока теплоносителя соответствует модели

идеального перемешивания; условия работы транспортного средства создают максимальную нагрузку на двигатель с максимальным тепловыделением;

Разработанная с помощью приведенных выше уравнений нелинейная объектно-ориентированная компьютерная модель гидропривода с дискретно управляемым движением выходного звена для вентилятора системы охлаждения двигателя транспортного средства приведена в диссертации.

Третья глава посвящена выбору оптимальных параметров исследуемой системы, анализу экспериментальных данных, уточнению и идентификации на их основе составленной математической модели гидропривода. Предлагаются и обосновываются методы улучшения характеристик готовых устройств, входящих в гидропривод.

Задача выбора оптимальных параметров гидропривода состояла из двух этапов:

на первом, решалась задача оптимизации переходных процессов с определением параметров системы гидропривода, допускающих изменение при выборе оборудования и оказывающих влияние на переходные процессы. Цель задачи состояла в выяснении необходимости введения в систему с дискретно управляемым движением выходного звена корректирующих устройств. При решении задачи предложен и исследован метод оптимизации динамических характеристик клапана плавного пуска гидромотора вентилятора для системы охлаждения двигателя. Сделан вывод, что систему с дискретно управляемым движением выходного звена можно использовать без введения дополнительных регуляторов;

на втором этапе рассматривалась задача оптимального выбора параметров проектного варианта всего гидропривода для технической системы. Выбрана целевая функция и методы оптимизации проектного решения. Определены области допустимых значений параметров гидропривода, приняты функциональные ограничения, обеспечивающих его устойчивую работу и эффективность охлаждения;

Задача первого этапа – оптимизация динамических характеристик гидропривода, позволила добиться наилучшего переходного процесса и определить параметры системы, влияющие на его качество: $d_{др}$ – диаметр дросселя КПП и $C_{пр}$ – жесткость пружины обратного клапана, установленного в напорной линии насоса. Вследствие недостаточной определенности значения коэффициента расхода рабочей жидкости $\mu_{др}$ через дроссель, и угол истечения РЖ α относительно оси золотника, были приняты в компьютерной модели в диапазоне значений: 0,71..0,82 – для величины $\mu_{др}$, и 30..72° – для α , соответственно.

Перед процессом оптимизации величины $d_{др}$ – диаметр проходного сечения дросселя КПП и $C_{пр}$ – жесткость пружины обратного клапана были приняты равными 1,57 мм и 51580 Н/м, соответственно.

В качестве критериев при оптимизации динамических характеристик были выбраны максимальные динамические ошибки по давлению и расходу РЖ, характеризующие: минимальный уровень шума в системе и максимальный ресурс компонентов привода. Оптимизация реализована при помощи пакета прикладных

программ для построения нелинейных систем управления Nonlinear Control Design (NCD) Blockset. Исходя из приведенного, установили:

- максимальная динамическая ошибка по давлению РЖ не более 3%, ошибка на установившееся значение после переходного процесса $p_1 - \pm 2\%$;
- максимальная динамическая ошибка по расходу РЖ не более 1%, ошибка на установившееся значение после переходного процесса расхода РЖ – $\pm 1\%$.

Уменьшение максимальных значений динамических ошибок и увеличение точности установившихся значений по давлению и расходу РЖ не приводит к улучшению переходных процессов.

После оптимизации системы получены значения параметров:

- $d_{др} = 1,40$ мм;
- $C_{сп} = 41894$ Н/м.

Коэффициенты вязкого трения $b_{тр}$ для пилотного золотника КПП и для главного золотника были приняты согласно литературным источникам, соответственно, 63 Н*с/м и 450 Н*с/м .

Переходные процессы, после оптимизации системы, приведены на Рис. 3.

Полученные в результате компьютерного моделирования переходные процессы показали, что максимальная динамическая ошибка по давлению и расходу РЖ составили, соответственно:

по давлению:

$$\sigma_{\max,p} = ((184,57 - 179,78) / 179,78) * 100\% = 2,66\%, \quad (26)$$

по расходу жидкости, поступающей к гидромотору:

$$\sigma_{\max,q} = ((69,85 - 69,24) / 69,24) * 100\% = 0,88\%, \quad (27)$$

Совместно с компьютерным моделированием созданной системы проводилось экспериментальное исследование гидропривода. С целью верификации разработанной компьютерной модели был проведен эксперимент для определения реального переходного процесса по давлению РЖ в напорной линии насоса после КПП (давление РЖ p_1).

По экспериментальному переходному процессу была выполнена идентификация параметров системы, значения которых являются приближенными вследствие недостаточной определенности сил трения в элементах гидропривода.

После идентификации установлены следующие значения параметров системы:

- коэффициент вязкого трения для главного золотника КПП $b_{тр2} = 800 \text{ Н*с/м}$;
- жесткость пружины главного золотника КПП $C_{пр2} = 42350 \text{ Н/м}$.

При скорректированных параметрах системы экспериментальные графики переходных процессов по давлению РЖ (p_1) практически совпадают с полученными в результате компьютерного моделирования, см. Рис. 3.

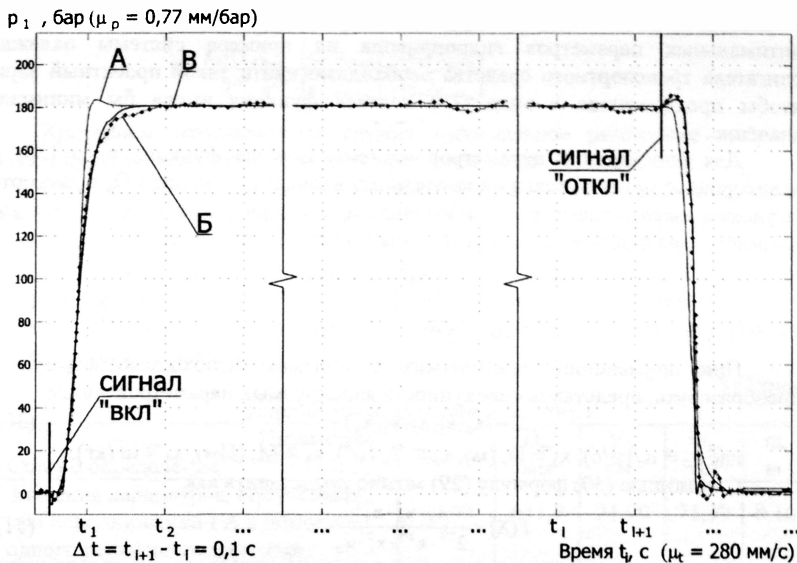


Рис.3. Сравнение экспериментальных и расчетных переходных процессов.

А – отклик системы на ступенчатое воздействие по давлению РЖ p_1 , полученный в результате первоначального компьютерного моделирования системы, Б – отклик системы на дискретное включение КПП по давлению РЖ p_1 , полученный при эксперименте; В - отклик системы на ступенчатое воздействие при компьютерном моделировании по давлению РЖ p_1 , полученный после идентификации параметров системы (b_{np2} и C_{np3})

Задача второго этапа – выбор оптимальных параметров проектного варианта системы решена с помощью применения генетического алгоритма (далее ГА) и модифицированного генетического алгоритма (далее МГА).

При оптимизации проектного варианта системы была использована целевая функция Д.Н. Попова в качестве решающего критерия. Для ГП с неограниченным по углу вращательным движением выходного звена целевая функция имеет вид:

$$\mu_{mb} = \frac{m \cdot \Omega_b^2 \cdot q^{2/3}}{M_b}, \quad (28)$$

в которой m – масса всего устройства вместе с рабочей жидкостью, Ω_b – угловая скорость выходного звена, q – характерный объем гидромотора, равный $q = V_0 / 2 \cdot \pi$, где V_0 – рабочий объем гидромотора, M_b – максимальный вращающий момент, действующий на выходное звено. Индексы “m” и “b” указывают на связь числа с массой и вращательным движением выходного звена устройства, соответственно.

Целевая функция вида (28) представляет собой безразмерный параметр подобия, оценивающий массогабаритные показатели устройства, отнесенные к его мощности. Входящие в формулу (28) величины зависят от конструкции и размеров элементов гидропривода, что исключает возможность указать

зависимости этих величин друг от друга. При решении задачи выбора оптимальных параметров гидропривода на примере системы охлаждения двигателя транспортного средства необходимо найти такой проектный вариант, чтобы предложенная в виде (28) целевая функция имела бы минимальное значение.

Для определения параметров системы целевая функция вида (28) была адаптирована применительно к проектному варианту. Величина Ω_n в диссертации выражена через диаметр D_n рабочего колеса вентилятора и его окружную скорость u_n на радиусе $D_n/2$. В результате получено соотношение

$$\mu_{\text{тв}} = \frac{m \cdot \left(\frac{u_n}{D_n} \right)^2 \cdot V_0^{2/3}}{2^{2/3} \cdot \pi^{2/3} \cdot M_B}, \quad (29)$$

При применении генетических алгоритмов, необходимо формулу (29) преобразовать, представив совокупность варьируемых параметров в виде

$$X = (x_0, x_1, x_2, x_3, x_4), \quad (30)$$

где $x_0 \equiv u_n$ (м/с), $x_1 \equiv D_n$ (м), $x_2 \equiv V_0$ (м³), $x_3 \equiv M_B$ (Нм), $x_4 \equiv m$ (кг).

С помощью (30) формулу (29) можно представить как

$$F(X) = \frac{x_4 \cdot x_0^2 \cdot x_2^{2/3}}{2^{2/3} \cdot \pi^{2/3} \cdot x_1^2 \cdot x_3}. \quad (31)$$

Ограничения варьируемых при выборе оптимальных параметров системы были приняты, исходя из каталогов фирм-изготовителей гидрооборудования и рекомендаций в практике ее использования. Эти ограничения как начальные $X_{\text{нач}}$ и конечные $X_{\text{кон}}$ значения параметров следующие:

$$X_{\text{нач}} = (70 \quad 0,55 \quad 2 \cdot 10^{-5} \quad 60 \quad 5),$$

$$X_{\text{кон}} = (110 \quad 0,70 \quad 5 \cdot 10^{-5} \quad 90 \quad 10).$$

Для оценки результатов решения задачи по выбору параметров с помощью одного решающего критерия, используемого в генетическом алгоритме, был применен ЛП_Г-поиск при двух критериях: решающего в виде функции (31) и мощности, развиваемой гидромотором.

Полученные решения с помощью ГА и МГА параметров исследуемой системы доставляют минимум одному критерию (31), который вследствие этого является решающим. Чтобы выяснить, потребуются ли варьировать значения параметров, если независимо от критерия (31) изменять полезную мощность гидромотора, был использован ЛП_Г-поиск для определения оптимальных параметров системы в соответствии с принципом Парето.

Размерное значение мощности, развиваемой гидромотором $N_{\text{ГМ}}$, определяет соотношение:

$$N_{\text{ГМ}} = M_{\text{ГМ}} \cdot \omega_{\text{ГМ}} = M_{\text{ГМ}} \cdot \frac{2 \cdot u_n}{D_n}, \quad (32)$$

Для оптимизации параметров системы соотношение (32) представлено в безразмерной форме ($\bar{F}$ и $\bar{N}_{\text{ГМ}}$ - безразмерные величины отмечены чертой сверху):

$$\bar{N}_{\text{ГМ}} = \frac{M_{\text{ГМ}}}{(M_{\text{ГМ}})_{\text{max}}} \cdot \frac{2 \cdot u_n / (u_n)_{\text{max}}}{D_n / (D_n)_{\text{max}}}.$$

В этом случае

$$\bar{F} = \frac{x_4 / (x_4)_{\max} \cdot (x_0 / x_{0\max})^2 \cdot (x_2 / x_{2\max})^{2/3}}{2^{2/3} \cdot \pi^{2/3} \cdot (x_1 / x_{1\max})^2 \cdot (x_3 / x_{3\max})}$$

Критерием оптимальности служит минимальное расстояние выбранной точки в пространстве нормированных критериев от начала координат.

При проектировании рассматриваемой системы, кроме целевой функции и параметрических ограничений, требовалось учитывать такие неформализуемые условия, как возможности использования в гидроприводе реально существующих комплектующих систему устройств. Вследствие этого, окончательно были приняты параметры вентилятора и гидромотора, указанные в последней строке Таблицы 1. Полученные в результате оптимизации параметры системы приведены в первых строках Таблицы 1.

Таблица 1.

Параметры исследуемой системы						
Способ определения	Параметры	u_b , м/с	D_b , мм	V_0 , см ³	M_b , Нм	m , кг
Значения параметров, полученных при использовании ГА с помощью одного решающего критерия		70,00	631,9	21,90	71,39	8,16
Значения параметров, полученных при использовании МГА с помощью одного решающего критерия		70,00	625,9	23,20	70,54	8,20
Значения параметров, полученных при использовании принципа Парето с применением ЛПт-поиска по двум критериям		75,283	671,3	21,46	72,24	8,65
Значения параметров, принятые с учетом неформализуемых критериев и используемых в разработанной системе с гидроприводом		74,88	650,0	26,00	70,4	8,82

При указанных в Таблице 1 значениях параметров u_v , D_v , M_v полезная мощность гидромотора, вычисленная с помощью формулы (32), приведена в Таблице 2.

Таблица 2.

Мощность развиваемая гидромотором	
Способ определения значений мощности	Значение мощности гидромотора, кВт
Получено при использовании ГА	15,82
Получено при использовании МГА	15,78
Получено при использовании принципа Парето с применением ЛПГ-поиска	16,20
Значение, принятое в результате итеративного проектирования системы	16,25

Результаты оптимизации системы приведены на Рис. 4.

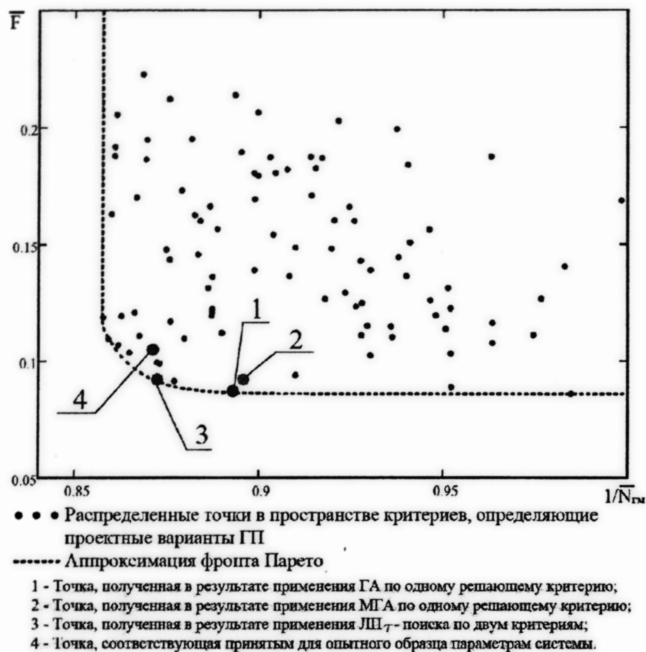


Рис.4. Результаты определения оптимальных параметров системы с гидроприводом различными способами

В четвертой главе детально рассмотрены методика и алгоритм интерактивного решения поставленной задачи, основные этапы которых были рассмотрены в предыдущих главах диссертационной работы.

Первый этап методики состоял в формировании технического задания на проектирование гидропривода и его согласование с заказчиком.

Вторым этапом интерактивного метода синтеза гидропривода стал сбор информации и разработка алгоритма расчета по проектированию подобного класса систем.

Третий этап методики интерактивного режима проектирования гидропривода заключался в определении оптимальной структуры и значений параметров гидропривода с расчетом динамических характеристик конкретно выбранной схемы с целью уточнения структуры гидропривода. Также было установлено, что для систем, к которым предъявляются жесткие критерии по шумовыделению, целесообразней применять гидромотор с геликоидными шестернями. Согласно предоставленной информации от производителя, в этом случае уровень шума снизится с 72 дБА до 56 дБА.

По разработанному проекту был создан опытный образец системы, принятый после испытаний заказчиком к использованию в реальных условиях.

Интерактивность метода обусловлена участием автора диссертации в анализе и исследовании создаваемого гидропривода на всех стадиях по принятию решений, связанных с рассматриваемой задачей.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

В заключении представлены результаты и выводы по синтезу гидропривода с дискретно управляемым движением выходного звена на примере гидропривода вентилятора для системы охлаждения двигателя транспортного средства опытного образца. Результаты состоят в следующем:

1. Разработана интерактивная модель проектирования и исследования гидропривода с дискретно управляемым движением выходного звена на примере синтеза гидропривода вентилятора для системы охлаждения двигателя транспортного средства. Разработанная модель позволяет определять оптимальную структуру и параметры гидропривода с дискретно управляемым движением выходного звена.
2. Разработана и апробирована нелинейная объектно-ориентированная компьютерная модель гидропривода с дискретно управляемым движением выходного звена. Предложенная модель обеспечивает исследование динамических характеристик гидропривода с дискретно управляемым движением выходного звена.
3. На основе разработанной в диссертации методики оптимального проектирования конструктор получает возможность выбрать, из числа рассматриваемых проектных вариантов, лучший по совокупности критериев. Разработанная методика может быть применена при создании новых образцов гидроприводов, при анализе и при совершенствовании существующих гидроприводов с дискретным управлением гидромотора.
4. Предложен способ по определению параметров системы клапана плавного пуска ($d_{др}$ и $C_{пркл}$).

На основании проведенных исследований могут быть сделаны следующие **выводы**:

1. Выбранная целевая функция при указанных для нее параметрических ограничениях в случае гидропривода с дискретно управляемым движением выходного звена может быть принята как решающий критерий.
2. Применение клапана плавного пуска, установленного на насосе, сокращает затраты мощности холостого хода и уменьшает тепловыделение в гидросистеме с 2 кВт до 0,2 кВт.
3. Разработанная компьютерная объектно-ориентированная модель может быть использована при оптимизации переходных процессов по давлению в напорной линии насоса, с определением требуемых параметров системы клапана плавного пуска ($d_{др}$ и $C_{пркл}$), позволяющих добиться

наилучшего процесса управления в подобных системах без введения в структуру системы дополнительных регуляторов.

4. Для увеличения надежности и снижения стоимости системы целесообразно объединить клапана плавного пуска, переливной клапан системы и антикавитационный клапан в один блок, монтируемый на гидромоторе.
5. В случае дополнительных требований по допустимому уровню шума, применение гидромотора с геликондными шестернями, согласно предоставленным данным от производителя гидромотора, позволит снизить уровень шума с 72 дБА до 56 дБА, что не изменяет сделанных выше выводов.

Основные материалы диссертации представлены в перечисленных ниже работах:

1. Труханов К.А. Гидропривод вентилятора для системы охлаждения автомобильного двигателя // Известия МГТУ «МАМИ». – 2011. – № 2 (12). – С. 78-84 (0,38 п. л.).
2. Труханов К.А. Математическое моделирование гидропривода вентилятора для системы охлаждения автомобильного двигателя // Известия МГТУ «МАМИ». – 2012. – №1 (13). – С. 84-96 (0,75 п. л.).
3. Труханов К.А. Проблемы оптимального проектирования гидропривода вентилятора для системы охлаждения автомобильного двигателя // Студенческий научный вестник. Сборник статей докладов общеуниверситетской научно-технической конференции «Студенческая научная весна – 2012», посвященной 165-летию Н.Е. Жуковского. 02 - 29 апреля 2012 г., МГТУ им. Н.Э. Баумана / – М. : НТА «АПФН», 2012. (Сер. Профессионал). Т. 12, Часть 3. – С. 414-416 (0,13 п. л.)
4. Труханов К.А. Проблемы оптимального проектирования гидропривода вентилятора для системы охлаждения автомобильного двигателя [Электронный ресурс] // Молодежный научно-технический вестник. – 2012. – № 12 (декабрь). – Режим доступа: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/475773.html> . (01.07.2013).
5. Труханов К.А. Переходные процессы в гидроприводе вентилятора для системы охлаждения двигателя транспортного средства // Известия МГТУ «МАМИ». – 2013. – №1 (15). – С. 195-204 (0,56 п. л.).
6. Труханов К.А., Попов Д.Н. Выбор оптимальных параметров гидропривода вентилятора для системы охлаждения двигателя транспортного средства [Электронный ресурс] // Научн. техн. журн. Наука и Образование. – 2013. – №7 (июль). – Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/590873.html> . (01.07.2013). (0,63/0,5 п. л.).