

Особенности верификации математической модели регулятора аксиально-поршневого насоса с электрогидравлическим управлением

12, декабрь 2014

Бойко В. Д., Андреев М. А., Семенов С. Е.

УДК: 62-559.3

Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

andreev.m.a@bmstu.ru

Введение

Основным элементом любого гидропривода является объёмный гидравлический насос. Тенденции развития гидропривода в направлении повышения его энергетической эффективности послужили распространению объёмных гидромашин с изменяемым рабочим объёмом, а мехатронный подход к проектированию систем управления, в последние годы, делает всё более востребованными объёмные гидромашины с электрогидравлическим управлением.

При создании электрогидравлических регуляторов объёмных насосов важную роль играет создание, с одной стороны, достаточно простой для вычислений, а с другой – достаточно точной имитационной математической модели, предназначенной для предварительной проверки конструкторских решений. Данный подход позволяет существенно сократить время создания опытного образца изделия и устранить возможные ошибки проектирования ещё на стадии расчёта. Математическому моделированию гидравлических систем посвящено множество работ отечественных и зарубежных авторов. Исследования, проведённые немецкой фирмой Weiss Mobiltechnik в 2012-2013 годах [1], позволили существенно улучшить показатели работы лесозаготовительного комбайна. При этом в работе широко использовалось математическое моделирование протекающих физических процессов. Автором особо отмечается необходимость грамотного моделирования золотниковых распределительных устройств с уточнением параметров по экспериментальным данным. В 2013 г. российским учёным Щербачёвым П.В. было предложено использовать для идентификации параметров гидравлической системы метод многомерной оптимизации, где в качестве численного метода поиска минимума был использован метод «деформируемого многогранника», известный также как метод «Нелдера-Мида» [2]. Изучению особенностей численного решения системы нелинейных дифференциальных уравнений, применительно к моделированию гидравлических систем посвящены некоторые разделы работы [3].

Таким образом, можно сделать вывод об актуальности дальнейшего развития методов имитационного математического моделирования гидравлических систем при их проектировании и совершенствовании. При этом необходимо как можно больше информации извлекать из экспериментальных данных, что позволит повысить точность производимых расчётов. Применение современных методов многомерной оптимизации позволяет сократить число измеряемых во время испытаний параметров, что упрощает процесс верификации.

Целью данной работы является комплексная верификация математической модели регулятора аксиально-поршневого насоса с электрогидравлическим регулятором давления российского производителя ОАО «Пневмостроймашина» с использованием экспериментальных данных.

Первый раздел статьи посвящён описанию схемы и принципа работы регулятора. Во втором разделе описана математическая модель регулятора. В третьем разделе представлено описание экспериментальной установки и методика проводимых испытаний. В четвёртом разделе описан процесс верификации математической модели с использованием метода многомерной оптимизации.

1. Описание схемы и работы регулятора

В данной статье рассматривается регулятор аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком, выполненный по схеме, показанной на рисунке 1 и выпускаемым серийно предприятием ОАО «Пневмостроймашина».

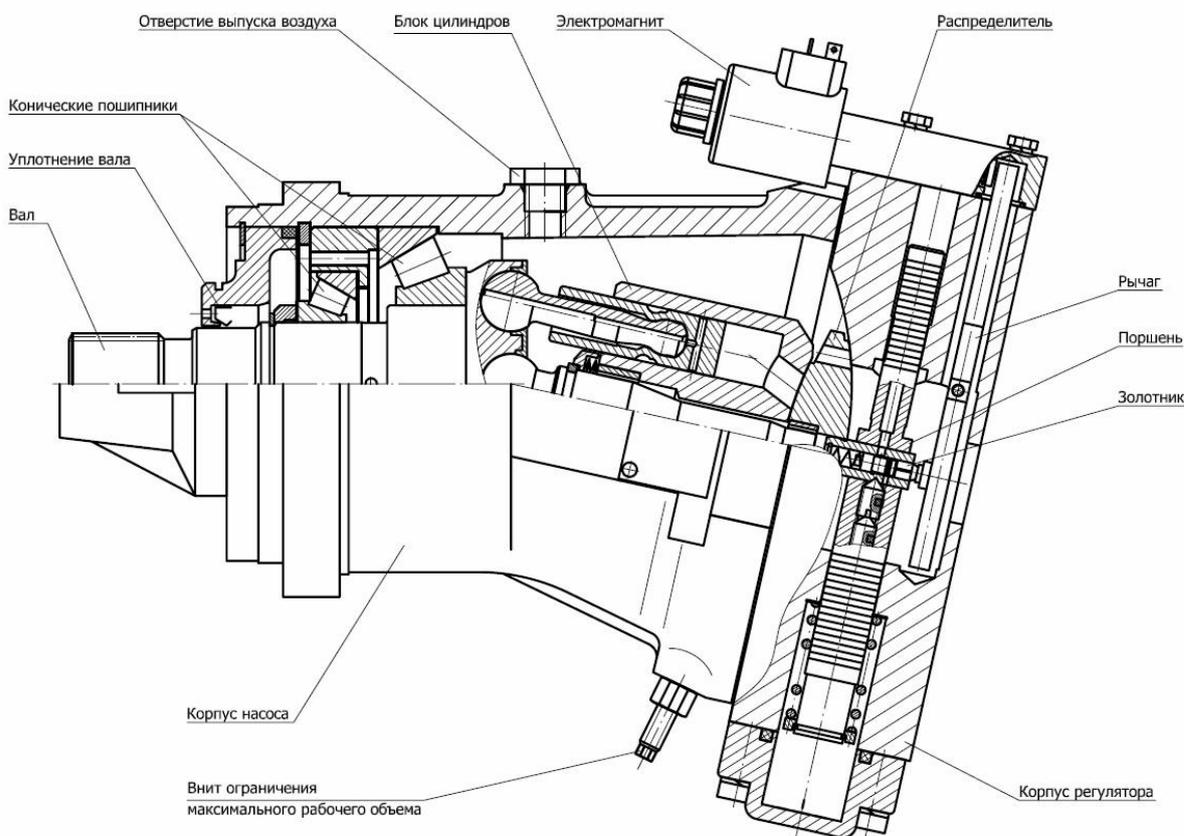


Рис. 1. Конструкция насоса с регулятором давления

В исходном состоянии рабочий объем (производительность) насоса равен нулю.

Рабочий объем насоса меняется в зависимости от изменения угла наклона блока цилиндров относительно оси приводного вала. За изменение угла наклона блока цилиндров (а значит изменение рабочего объема и производительности) отвечает регулятор насоса, встроенный в заднюю крышку. Регулятор состоит из установленного в задней крышке ступенчатого поршня, пальца, фиксирующего винта, двухкромочного золотника с башмаком и подпятником, двухплечевого рычага и крышки, в которой смонтирован пропорциональный электромагнит. Полость цилиндра меньшего диаметра поршня постоянно соединена с каналом высокого давления. Полость под цилиндром большего диаметра поршня через каналы в пальце, распределительный поясок на золотнике и отверстие в винте могут соединяться либо с дренажом, либо с полостью высокого давления. При подаче управляющего сигнала на пропорциональный электромагнит, установленный в крышке, последний меняет соотношение моментов на рычаге и положение золотника относительно пальца. В нейтральном положении золотник обеспечивает равновесие сил, действующих на поршень регулятора. Смещение золотника от нейтрального положения вправо или влево вызывает изменение давления в полости большого диаметра поршня и смещение последнего. При перемещении ступенчатого поршня, связанного с качающим узлом через сферическую головку пальца, происходит изменение угла наклона блока цилиндров и изменение рабочего объема насоса. [4]

В результате анализа конструкции регулятора была составлена расчётная схема, представленная на рис. 2.

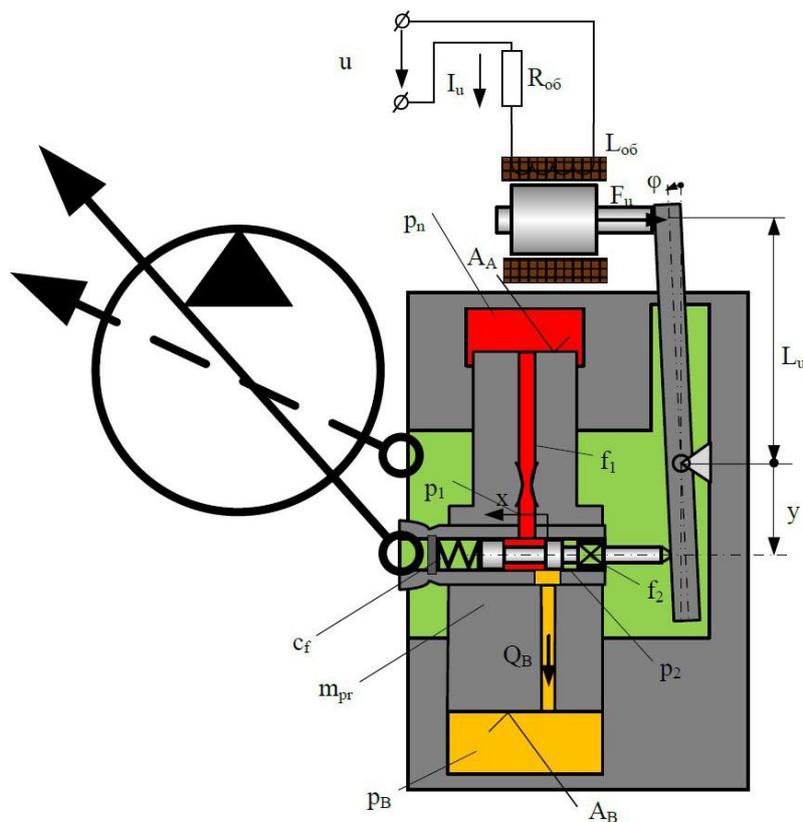


Рис. 2. Расчётная схема регулятора

2. Основные допущения при моделировании

К основным допущениям, принятым при моделировании, относятся:

- учет сжимаемости жидкости в полости A_B , что описывается следующим выражением:

$$\frac{dp(t)}{dt} = \frac{E}{V} \sum_{i=1}^n Q_i$$

где:

E – модуль упругости жидкости;

V – объем жидкости;

$\sum Q_i$ – алгебраическая сумма расходов, поступающих в полость.

В математической модели учтено:

- наличие трения в рычаге;
- наличие трения в золотниковой паре.

При учёте трения в золотниковой паре необходимо учесть особенность соединения пружины и золотника. Расчётная схема показана на рисунке 3.

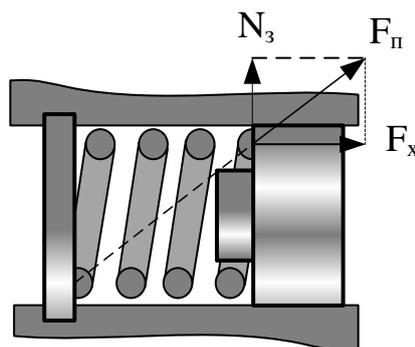


Рис. 3. Конструктивная схема соединения пружины и золотника

В результате такого соединения возникает радиальная составляющая полной силы со стороны пружины, которая влияет на трение в золотниковой паре.

3. Математическая модель

Математическая модель регулятора насоса описывается следующими уравнениями:

1) Уравнение движения поршня регулятора насоса:

$$m_{\text{пр}} \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + b \frac{dy(t)}{dt} = p_n A_A - p_B(t) A_B - F_{\text{пер}}(y, p_n)$$
$$F_{\text{пер}}(y, p_n) = \frac{M_{\Sigma}(\gamma(y), p)}{K_{y\gamma}}$$

Здесь $F_{\text{рег}}$ – сила на регулирующем органе, зависящая от суммарного момента $M_{\Sigma}(\gamma(y), p)$, который в свою очередь определяется величиной момента трения в головках шатунов насоса и момента боковых составляющих сил давления, и плеча действия силы K_{yy} . Значения этих параметров определяются по методике, изложенной в [5]:

γ – угол наклона люльки насоса;

y – перемещение поршня регулятора;

$m_{\text{пр}}$ – приведенная масса поршня с учетом массы золотника;

b – приведенный коэффициент вязкого трения поршня с учетом трения в направляющих золотника;

p_n – давление, создаваемое насосом;

p_B – давление управления;

A_A – площадь торца цилиндра меньшего диаметра управляющего поршня;

A_B – площадь торца цилиндра большего диаметра управляющего поршня.

2) Уравнение сжимаемости жидкости в полости управления:

$$\frac{dp_B(t)}{dt} = \frac{E}{V} Q_B(x, p_B) + \frac{E}{V} \cdot A_B \cdot \frac{dy(t)}{dt}$$

Здесь:

$\frac{dy(t)}{dt}$ – скорость перемещения поршня регулятора;

E – модуль упругости жидкости;

V – объем жидкости в управляющей полости;

Q_B – расход, поступающий в управляющую полость регулятора.

3) Уравнение расхода через дроссели 1 и 2:

$$Q_1 = \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2\Delta p_1}{\rho}}$$

$$Q_2 = \mu_2 f_2 \sqrt{\frac{2\Delta p_2}{\rho}}$$

Здесь Q_1, Q_2 – расход через дроссель 1, 2;

μ_1, μ_2 – коэффициент расхода дросселя 1, 2;

f_1, f_2 – площадь щели дросселя 1, 2;

$\Delta p_1, \Delta p_2$ – перепад давления на дросселе 1, 2.

4) Уравнение расхода жидкости, поступающей в управляющую полость регулятора:

$$Q_B(x, p_B) = Q_A(x, p_B) - Q_T(x, p_B)$$
$$Q_A(x, p_B) = \mu_A f_A(x) \sqrt{\frac{2(p_n - p_B(t))}{\rho}}$$
$$Q_T(x, p_B) = \mu_T f_T(x) \sqrt{\frac{2(p_B(t) - p_T)}{\rho}}$$

Здесь Q_A - расход в наливной кромке золотника;

Q_T - расход через сливную кромку золотника;

p_T – давление слива;

ρ – плотность рабочей жидкости;

μ_A – коэффициент расхода в наливной кромке золотника;

μ_T – коэффициент расхода в сливной кромке золотника;

f_A – площадь наливной кромки золотника;

f_T – площадь сливной кромки золотника.

5) Уравнение связи между перемещением поршня и смещением золотника:

$$y(t) \cdot \operatorname{tg} \varphi(t) = x(t)$$

Здесь φ – угол наклона рычага;

x – перемещение золотника.

6) Уравнение движения рычага:

$$J_{\text{пр}} \frac{d^2 \varphi(t)}{dt^2} + b_{\varphi} \frac{d\varphi(t)}{dt} = (F_x(t) - F_{\text{тр.зол}}) \cdot y(t) - F_u(t) \cdot L_u + M_{\text{тр}}(t)$$

$$F_x(t) = F_{0x} + c_f(x_0 - x(t))$$

$$F_{\text{тр.зол}} = \mu_{\text{тр.зол}} \cdot k_{\text{тр}} \cdot F_{0x} \cdot \operatorname{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}, 1\right),$$

$$\text{при } \frac{d\varphi}{dt} = 0 \quad F_{\text{тр.зол}} = 0$$

$$M_{\text{тр}}(t) = (F_u(t) + F_{0x} + c_f(x_0 - x(t))) \cdot \frac{d}{2}$$

Здесь $J_{пр}$ – приведенный момент инерции рычага с учетом массы якоря электромагнита и массы золотника;

b_{ϕ} – приведенный коэффициент вязкого трения рычага с учетом трения в направляющих якоря электромагнита и золотника;

F_x – сила со стороны управляющего золотника;

F_u – сила со стороны магнита;

L_u – расстояние от оси рычага до оси действия силы со стороны электромагнита;

$M_{тр}$ – момент трения на рычаге;

d – диаметр опоры рычага;

$F_{тр.зол}$ – сила трения в золотнике;

$\mu_{тр.зол}$ – коэффициент трения в золотнике;

$k_{тр}$ – доля радиальной составляющей силы со стороны пружины;

c_f – жесткость пружины управляющего золотника;

x_0 – начальное положение управляющего золотника.

7) Уравнение силового воздействия электромагнита на рычаг:

$$\frac{dF_u(t)}{dt} = \frac{1}{T_L} (k_{FU} \cdot U - F_u(t))$$

Здесь U – управляющий сигнал (напряжение);

$\frac{dF_u(t)}{dt}$ – скорость изменения силы электромагнита;

T_L – постоянная времени электромагнита;

k_{FU} – коэффициент статической характеристики.

4. Описание экспериментальной установки

Для проверки адекватности математической модели регулятора аксиально-поршневого насоса с электрогидравлическим управлением был исследован регулятор насоса, установленный в электрогидравлическом приводе универсального транспортного шасси, разработанного на кафедре Э10 МГТУ им. Н.Э. Баумана совместно с СКТБ ПР в 2009 г.

4.1. Условия испытания и экспериментальная установка

Испытания в лабораторных условиях проводились в лаборатории кафедры «Гидромеханика, гидромашин и гидропневмоавтоматика» МГТУ им. Н.Э. Баумана при температуре окружающей среды от 20 до 25°C, атмосферном давлении – от 100 до 102,2 кПа, относительной влажности воздуха – от 55 до 60%.

Экспериментальная установка представлена на рисунке 4:

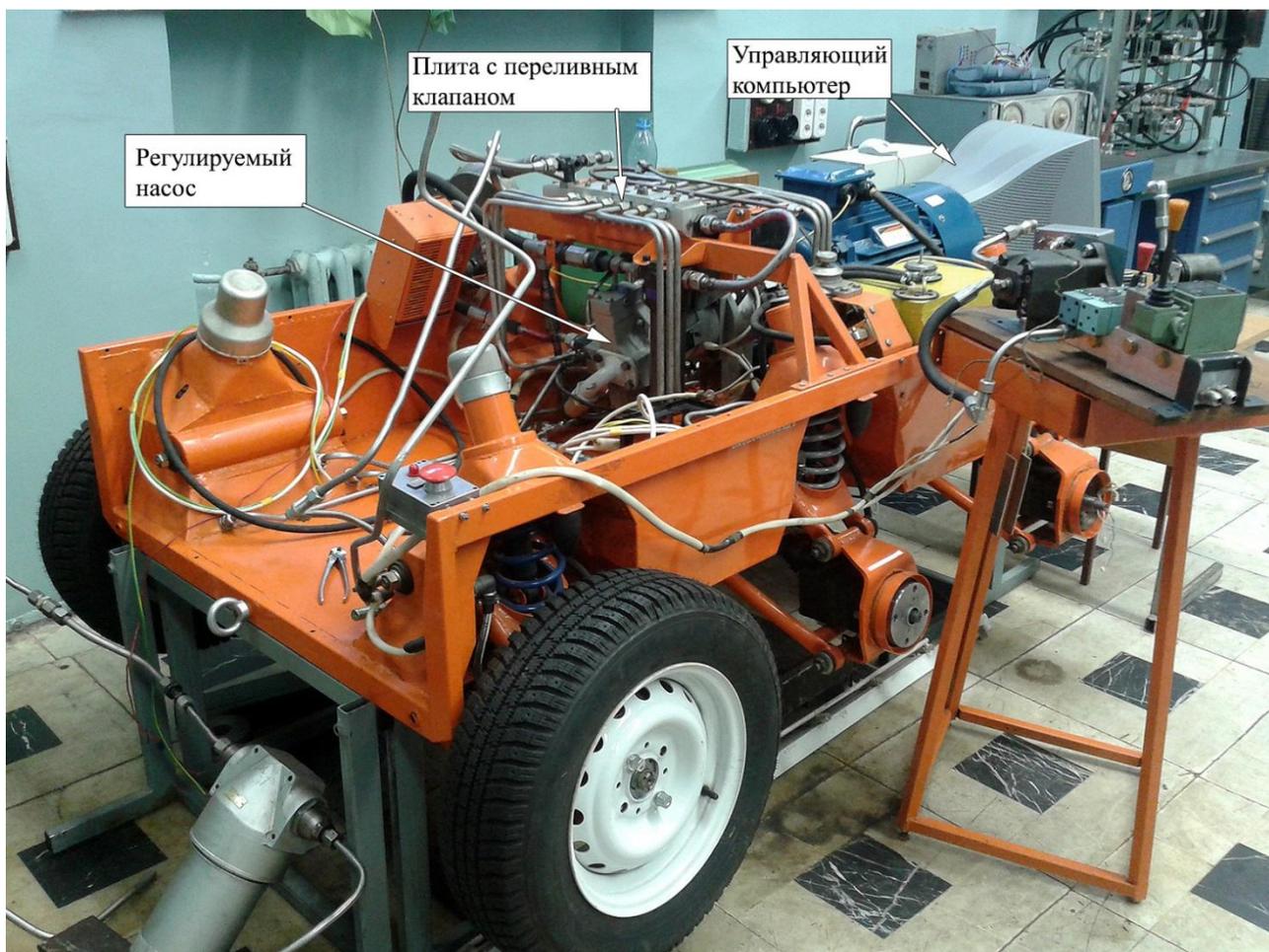


Рис. 4. Электрогидравлический привод транспортного шасси

При испытании регулятора применяли комплект измерительной и регистрирующей аппаратуры, включавший в себя:

- индуктивный датчик перемещения поршня регулятора;
- датчик давления;
- компьютер с необходимым программным обеспечением.

Общий вид приборов, использованных при испытаниях, показан на рисунке 5.



Рис. 5. Вид комплекта измерительной аппаратуры

Информация с датчиков давления и перемещения по CAN-шине передаётся в компьютер, на котором в операционной системе реального времени QNX была реализована система сбора данных.

Комплект измерительной и регистрирующей аппаратуры обеспечивал измерение и регистрацию следующих параметров регулятора:

- перемещение блока цилиндров насоса посредством датчика перемещения u ;
- давление в линии нагнетания насоса посредством датчика давления p_n .

В качестве нагрузки использовался клапан ограничения давления прямого действия. Кроме того, в гидравлической системе присутствует переливной клапан и теплообменник.



Рис. 6. Подключение датчиков



Рис. 7. Рабочее место оператора



Рис. 8. Внешний вид клапана ограничения давления прямого действия

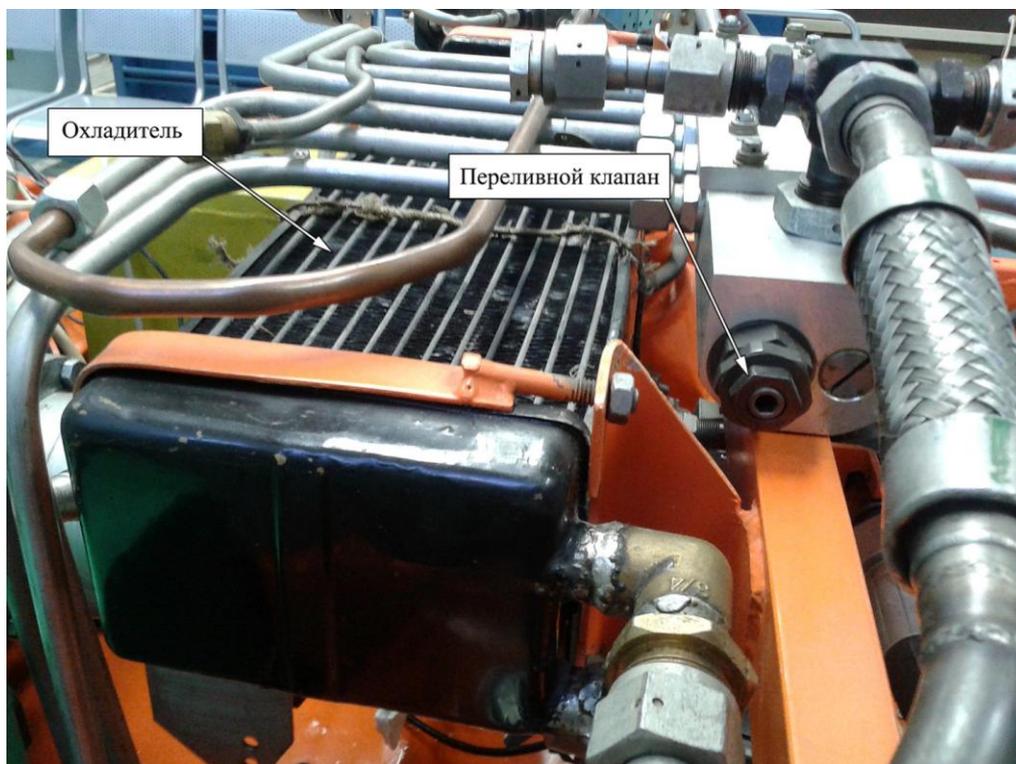


Рис. 9. Вид переливного клапана и теплообменника

4.2. Методика испытаний

Давление нагнетания регулируемого насоса проверялось и при необходимости корректировалось в исходном положении поршня регулятора перед началом испытаний. Испытания проводились при давлении нагнетания 35 и 90 бар.

Через интерфейс программы подавался управляющий электрический сигнал ШИМ, приводящий к силовому воздействию на рычаг регулятора насоса и перемещению ступенчатого поршня регулятора, регистрируемого датчиком перемещения. В свою очередь, данные о перемещении поршня и изменении давления нагнетания передавались на компьютер. Полученные переходные процессы перемещения поршня для двух давлений представлены ниже.

5. Верификация

5.1. Перечень варьируемых параметров

Оптимизация системы в среде Matlab: Control and Estimation предполагает необходимость выбора варьируемых параметров, изменение которых способствует приближению исследуемого переходного процесса к экспериментальным данным. В качестве таких показателей выбираются те, точное значение которых заранее неизвестно, и которые оказывают наибольшее влияние на показатели модели. При оптимизации данной системы исследовалось значение следующих параметров:

- постоянная времени электромагнита T_L ;
- приведенный коэффициент вязкого трения рычага b_φ ;
- коэффициенты расхода дросселей μ_1 и μ_2 ;
- коэффициент трения в золотнике $\mu_{\text{тр.зол}}$.

5.2. Описание метода

Наиболее приемлемые с точки зрения соотношения точности и быстродействия результаты показал симплекс-метод (Simplex Search) с использованием в качестве целевой функции суммы модулей отклонений (SAE, *sum of absolute errors*), являющийся одним из алгоритмов решения задач оптимизации. Основные требования, предъявляемые к использованию симплекс-метода при решении задачи оптимизации регулятора насоса, заключаются в точном выборе наиболее важных для обеспечения возможности сходимости решения процесса начальных значений варьируемых, а также постоянных параметров системы.

К постоянным параметрам, значение которых сказывается на сходимости процесса, следует отнести, прежде всего, время действия управляющего сигнала. Сильное несоответствие времени действия управляющего сигнала модели и экспериментальной установки (более 0,5 секунды) приводит к невозможности решения задачи симплекс-методом. Кроме того, большую роль играет задаваемое в модели начальное положение поршня регулятора. Значение момента трения рычага, зависящее помимо прочего от диаметра опоры

рычага, сказывается на начальных этапах переходного процесса, усиливая колебания по мере своего увеличения.

Значения коэффициентов расхода способны достаточно широко изменяться при решении и поэтому могут быть заданы в пределах от 0,4 до 1, поскольку в процессе поиска способен значительно изменить их значения для достижения оптимальных результатов.

Повышение приведенного коэффициента вязкого трения рычага b_φ способно улучшить соответствие модели и экспериментальных данных, однако слишком большое его значение приводит к сильным колебаниям переходного процесса и увеличению времени моделирования. Оптимальным при моделировании данного регулятора оказалось начальное значение $b_\varphi = 0,7 \dots 2 \frac{\text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}}{\text{рад}}$.

Также стоит отметить факт, что зачастую однократного запуска оптимизатора может быть недостаточно. Имеет смысл начать оптимизацию с выбора только одной-двух варьируемых переменных, а остальные переменные на время первичной оптимизации зафиксировать. Затем возможно либо зафиксировать полученные в результате оптимизации значения и продолжить оптимизацию поиском оптимальных значений других параметров, либо добавить к списку варьируемых переменных другие параметры. Остановка оптимизации и наладка некоторых переменных (например, коэффициента вязкого трения рычага) вручную также может оказать положительный эффект на результаты оптимизации.

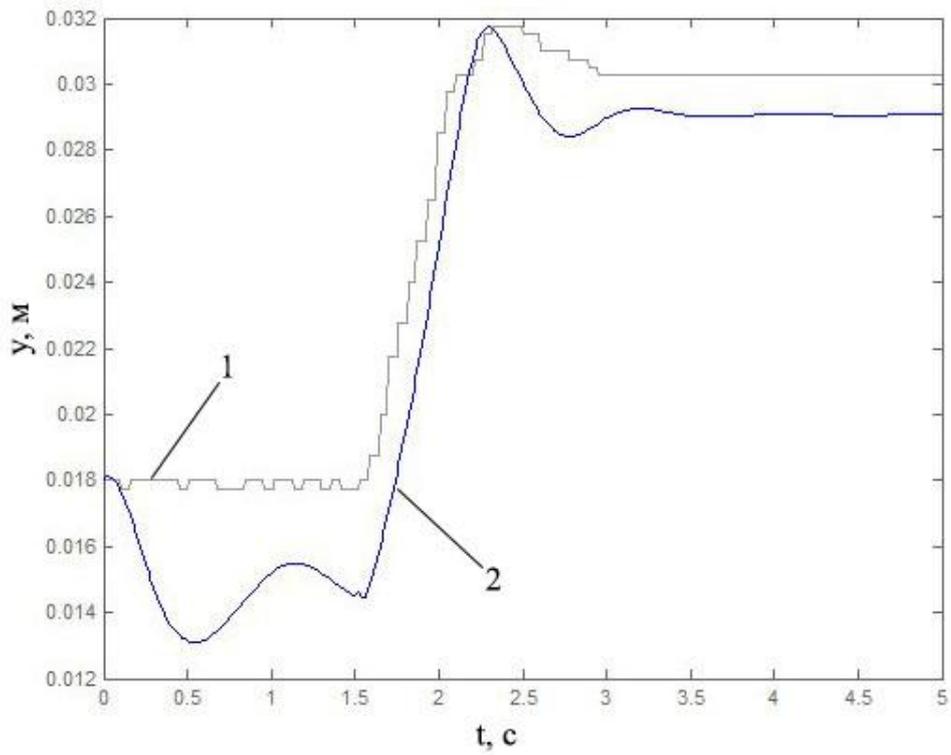
Необходимо помнить, что выбор слишком большого количества изменяемых переменных может осложнить работу оптимизатора и существенно увеличить время расчёта.

При выборе экспериментальных данных, на основе которых будет строиться оптимизация, необходимо обратить внимание, во-первых, на давление, при котором испытывался регулятор (несоответствие давления модели давлению установки приведет к несходимости решения, а слишком большие колебания значения давления нагнетания приведут к неточным результатам), во-вторых, на время начала переходного процесса.

Кроме того, время исследования экспериментальных данных должно быть по возможности небольшим и соответствовать одному перемещению поршня. Например, при времени моделирования 5 секунд (однократное перемещение поршня регулятора) и времени эксперимента 15 секунд (двукратное или более) поиск решения, пусть даже и с верно выбранными начальными значениями параметров и при общем соответствии графиков процесса, будет затруднен или даже невозможен, поскольку оптимизация будет простираться и на те участки графика, которые не были предварительно смоделированы.

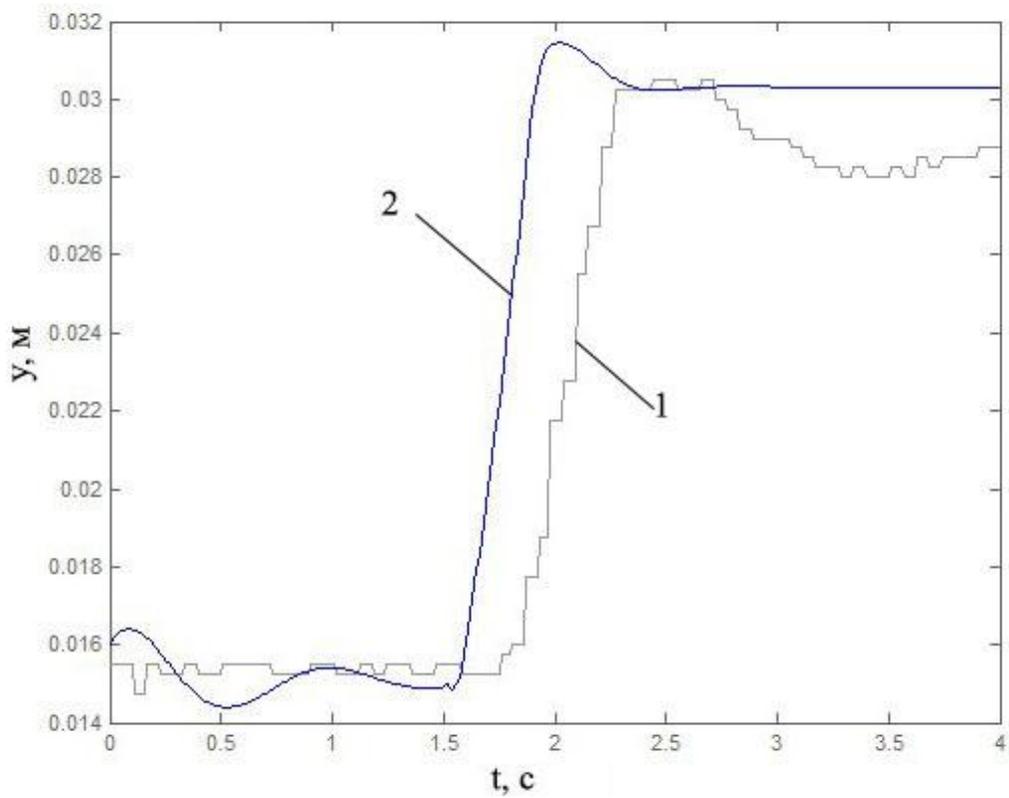
5.3. Результаты оптимизации

На рисунках 10 и 11 приведены графики экспериментальных данных (1) и графики, полученные в результате моделирования (2) при использовании начальных значений переменных способом, описанным выше. По оси абсцисс отложено время, с. По оси ординат отложено перемещение поршня, м.



1 – экспериментальные данные; 2 – результат моделирования.

Рис. 10. График перемещения поршня при давлении нагнетания 35 бар до оптимизации



1 – экспериментальные данные; 2 – результат моделирования.

Рис. 11. График перемещения поршня при давлении нагнетания 90 бар до оптимизации

Изменение параметров в процессе оптимизации представлено в табл. 1 и 2.

Таблица 1. Изменение переменных при давлении нагнетания 35 бар

Переменная	Начальное значение	Конечное значение
T_L	0,012	0,0131
b_φ	1,6	1,5943
μ_1	0,6	0,5548
μ_2	0,6	0,4304
$\mu_{тр.зол}$	0,13	0,2066

Таблица 2. Изменение переменных при давлении нагнетания 90 бар

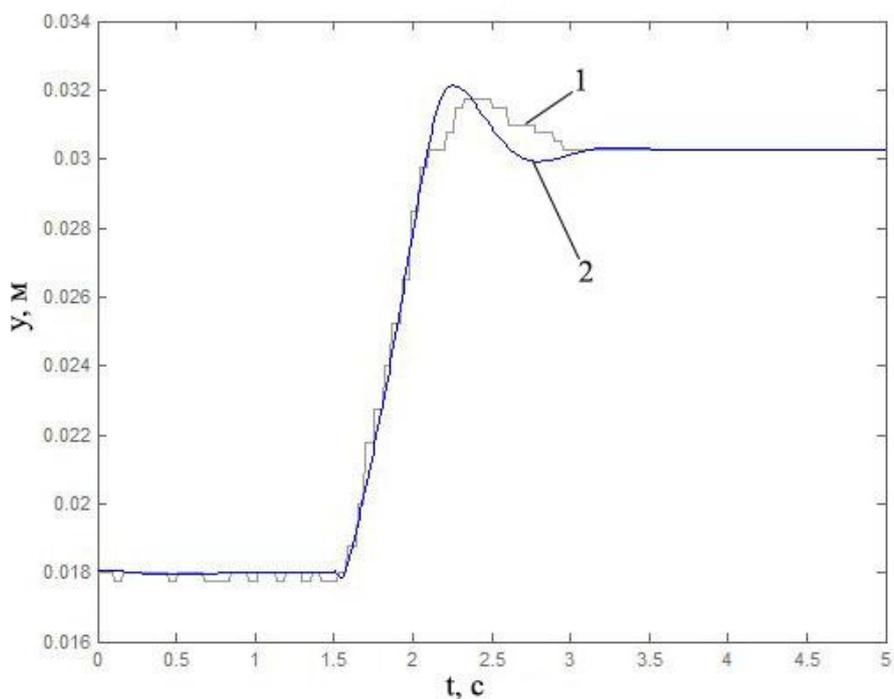
Переменная	Начальное значение	Конечное значение
T_L	0,012	0,0130
b_φ	1,6	1,598
μ_1	0,6	0,81
μ_2	0,6	0,5381
$\mu_{тр.зол}$	0,13	0,2012

Качество оптимизации оценивалось значением относительной ошибки между значениями расчётного и экспериментального графика для исследуемого промежутка времени:

$$e = \frac{\sum_{i=0}^n |y_{\text{эксп}i} - y_{\text{мод}i}|}{y_{\text{эксп}кон} - y_{\text{эксп}нач}} \cdot 100\%$$

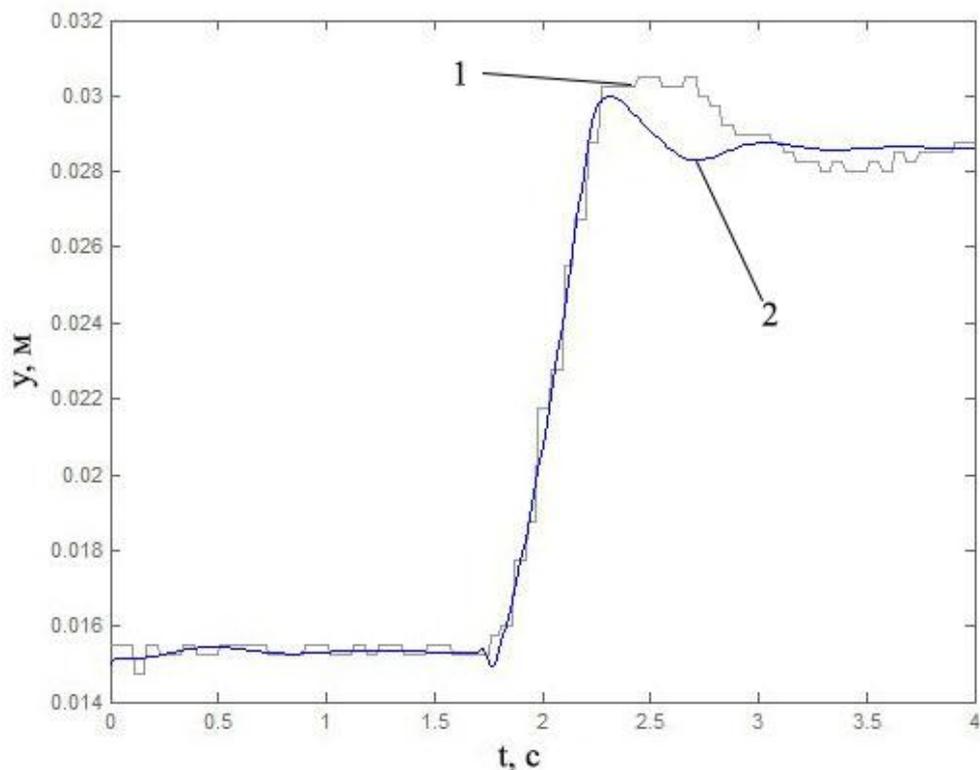
где: $y_{\text{эксп}i}$ – значение измеренного перемещения в i -й точке; $y_{\text{мод}i}$ – расчётное значение в i -й точке; $y_{\text{эксп}нач}$ – начальное значение перемещения; $y_{\text{эксп}кон}$ – конечное значение перемещения.

До оптимизации величина «е» составляла 30,18% для давления 35 бар, 24,2% для 90 бар. В процессе оптимизации ее значение удалось понизить до 3,703% для 35 бар и до 5,34% для 90 бар.



1 – экспериментальные данные; 2 – результат моделирования.

Рис. 12. График перемещения поршня при давлении нагнетания 35 бар после оптимизации



1 – экспериментальные данные; 2 – результат моделирования.

Рис. 13. График перемещения поршня при давлении нагнетания 90 бар после оптимизации

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

1. Изменение постоянной времени электромагнита в процессе оптимизации для различных давлений не превышает 0,8%, что может свидетельствовать о достаточной степени точности верифицируемого параметра.
2. Изменение приведённого коэффициента вязкого трения при изменении давления питания в рычаге не превышает 0,3%, что может свидетельствовать о достаточной степени точности, закладываемой в модель допущений.
3. Увеличение коэффициента сухого трения в золотнике в процессе верификации относительно расчётного значения свидетельствует о повышенном трении в золотниковой паре в конструкции регулятора.
4. Существенное изменение коэффициентов расходов дросселей в процессе верификации говорит о недостаточной точности закладываемой модели течения жидкости в дросселирующих каналах. Предположительно, коэффициенты расходов в данной конструкции существенно зависят от чисел Рейнольдса.
5. Предположительно, расхождение между экспериментальными и теоретическими данными вызвана преимущественно неточностью заложенной математической модели течения жидкости в дросселирующих каналах.

Заключение

1. Для эффективной идентификации неизвестных параметров математической модели электрогидравлического регулятора аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком может быть использован метод оптимизации на основе симплекс-метода. Интегральное значение абсолютной ошибки не превышает 6% в диапазоне рабочих давлений от 30 до 90 бар.
2. Используемая методика верификации математической модели позволяет оценить влияние множества параметров на переходные процессы с целью дальнейшего более детального моделирования лишь наиболее существенных физических процессов.
3. Используемая методика верификации математической модели позволяет обоснованно идентифицировать по переходному процессу проблемные места конструкции (в данном примере – повышенное трение в паре «золотник-гильза»).
4. Используемая методика верификации математической модели позволяет сделать выводы о справедливости тех или иных допущений при математическом моделировании, что в дальнейшем позволит либо перейти к более точной математической модели, либо внести соответствующие изменения в конструкцию с целью приведения её в соответствие с заложенными допущениями.

Список литературы:

1. Вайс Б. Вычисление повышения эффективности новой гидравлической системы в лесозаготовительной технике на основе моделирования. Рордорф, 2013. [Björn Weiß. Simulationsgestützte Berechnung der Effizienzsteigerung eines neuen Hydrauliksystems in Forstmaschinen. Weiss Mobiltechnik GmbH Rohrdorf 2013].
2. Щербачёв П.В. Идентификация параметров математической модели электрогидравлического привода//Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. Журн. 2013. №6. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/574706.html> (дата обращения 06.10.2014).
3. Бестманн Б. Разработка симуляционной модели гидравлического устройства позиционирования., Гамбург, 2005. [Boris Bestmann. Entwicklung eines Simulationsmodells für eine hydraulische Positioniervorrichtung. Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg 2005].
4. ОАО «Пневмостроймашина». Режим доступа: (<http://www.psm-hydraulics.ru/>) (дата обращения: 30.10.2014).
5. В.Н. Прокофьев, Ю.А. Данилов, Л.А. Кондаков, А.С. Луганский, Ю.А. Целин. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод/ под ред. д.т.н., проф. В.Н. Прокофьева.