

просто по устройству, может быть изготовлено с минимальными затратами, легко доставляется к месту замеров, компактно с точки зрения перевозки и хранения, обеспечивает нужную точность.

Литература

1. Хачатуров А.А., Афанасьев В.Л., Васильев В.С. и др. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. М., «Машиностроение», 1976, 535 с.
2. Яценко Н.Н., Матуляускас Р.К. и Щупляков В.С. Устройство для масштабной записи микропрофиля автомобильных дорог и машинная обработка ее результатов. // Труды и семинары по подвескам автомобиля, М., НАМИ, № 15, 1968.
3. Степанов И.С., Ндикумана Э. О способах регистрации микропрофиля автомобильных дорог. Сборник избранных докладов Международного симпозиума, посвященного 60-летию МГТУ МАМИ. М., 2000.
4. Ндикумана Э., Степанов И.С. Устройства для регистрации микропрофиля автомобильной дороги. // М., Грузовик № 8, 1999.

Переходные процессы в гидроприводе вентилятора для системы охлаждения двигателя транспортного средства

Труханов К.А.
МГТУ им. Н.Э.Баумана,
trukhanov@mail.ru

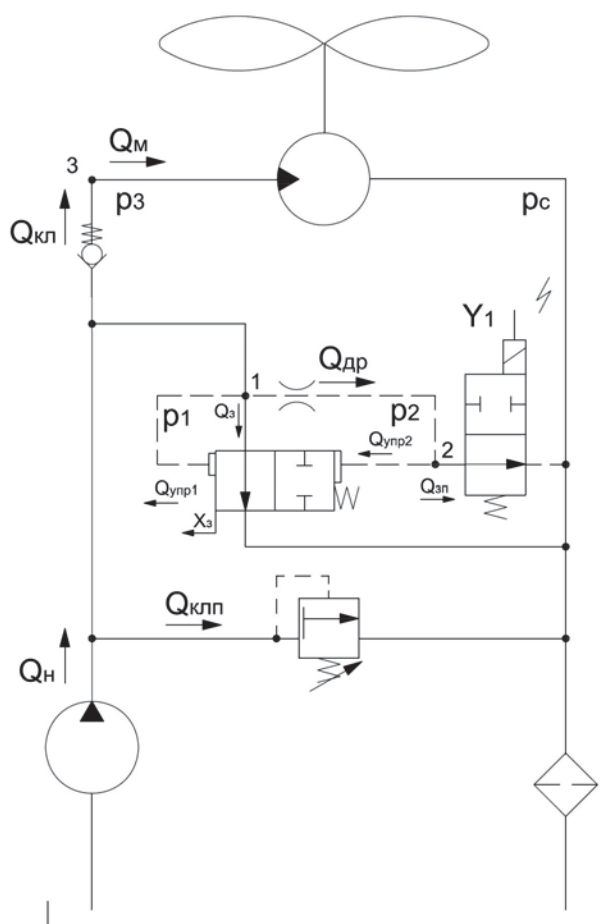
Аннотация. В статье рассмотрены математическая модель и расчет переходных процессов проектируемого гидропривода при работе системы охлаждения двигателя транспортного средства. Проведена верификация математической модели с помощью результатов испытаний гидропривода, созданного для спроектированной системы. Выполнено сравнение рассчитанных переходных процессов по давлению с полученными в ходе испытаний макетного образца спроектированного гидропривода для охлаждения двигателя транспортного средства.

Ключевые слова: гидропривод вентилятора, модель математическая, оптимизация системы гидропривода вентилятора, система охлаждения двигателя

На основании предварительного анализа нескольких систем с различным типом гидропривода (далее ГП) вентилятора была выбрана система с дискретным управлением гидромотором, приводящим во вращение вентиляторное колесо [1]. Для данной системы представлена математическая модель (далее ММ) и определены переходные процессы по выходным параметрам, установленным в ТЗ на проектирование ГП. Такими параметрами являются частота вращения вала вентилятора и температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя [2].

В системе с ГП применен клапан плавного пуска (далее КПП) гидромотора, устанавливаемый непосредственно на насосе. Использовать стандартный дискретный гидрораспределитель для ГП вентилятора системы охлаждения двигателя транспортного средства будет нецелесообразно по нескольким причинам. Основными из них состояли в возможном выходе из строя элементов системы вследствие резкого увеличения давления в напорной линии насоса и появление сильных рывков при движении транспортного средства в момент включения привода вентилятора.

При составлении ММ использована расчетная схема, показанная на рисунке 1 (электрическая подсистема управления и радиатор не показаны). Для уменьшения перерегулирования по давлению и расходу рабочей жидкости (далее РЖ) и обеспечения плавного пуска ГП в напорной линии насоса установлен обратный клапан. В ММ записали уравнения расхода РЖ для трех введенных узловых точек системы (рисунок 1).

**Рисунок 1. Расчетная схема гидропривода с дискретной системой управления КПП**

Уравнение баланса расходов РЖ в точке 1 соединения потоков

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

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

где: Q_n — подача насоса, $Q_{клп}$ — расход РЖ через переливной клапан, $Q_{кл}$ — расход РЖ, идущей через обратный клапан, $Q_{упр1}$ — расход РЖ, поступающей под левый торец (торец с меньшей площадью) золотника, Q_3 — расход РЖ через главный золотник КПП, $Q_{др}$ — расход РЖ, проходящей 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, $p_{нпк}$ — давление настройки переливного клапана.

Уравнения, определяющие Q_3 и $Q_{упр1}$, соответственно следующие:

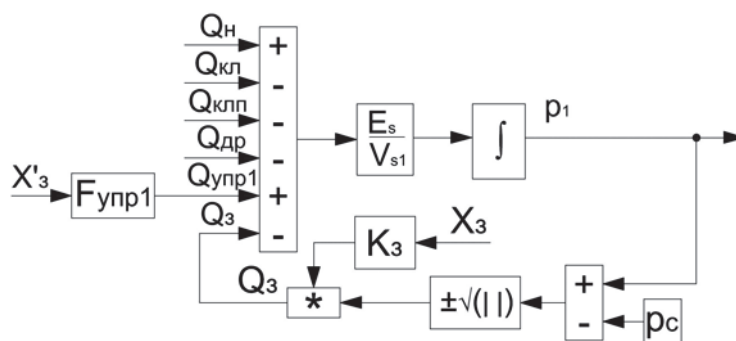
$$Q_3 = K_3 \cdot x_3 \cdot \sqrt{(p_1 - p_c)}, \quad (3)$$

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

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

Здесь: K_3 — удельная проводимость главного золотника КПП, μ_3 — коэффициент расхода главного золотника КПП, ρ — плотность рабочей жидкости, p_c — давление на сливе, d_3 — диаметр главного золотника КПП, p_1 — давление жидкости в точке 1 (давление управления, действующее на левый торец (торец с меньшей площадью) главного золотника КПП), $F_{упр1}$ — площадь левого торца (торца с меньшей площадью) главного золотника КПП, x_3 — линейное перемещение главного золотника КПП, dx_3/dt — линейная скорость главного золотника КПП.

Блок-схема уравнения (1) приведена на рисунке 2.

**Рисунок 2. Блок-схема уравнения (1)**

Уравнения баланса расхода РЖ для точки 2 (рисунок 1) описаны формулами:

$$Q_{др} + Q_{упр2} - Q_{зн} = \frac{V_{s2}}{E_s} \cdot \frac{dp_2}{dt}, \quad (6)$$

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

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

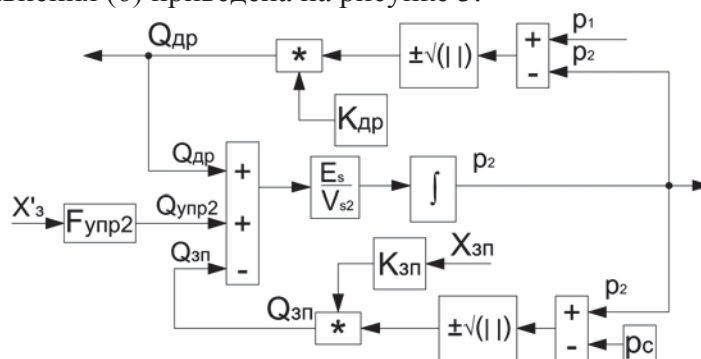
$$Q_{упр2} = F_{упр2} \cdot \frac{dx_3}{dt}, \quad (9)$$

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

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

Здесь $Q_{упр2}$ – расход жидкости, поступающей под правый торец (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 правый торец (торец с большей площадью) главного золотника КПП), $F_{упр2}$ – площадь правого торца (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 запорного элемента КПП, $S_{др}$ – площадь проходного сечения дросселя КПП.

Блок-схема уравнения (6) приведена на рисунке 3.

**Рисунок 3. Блок-схема уравнения (6)**

Уравнение перемещения главного золотника КПП представлено ниже:

$$p_1 \cdot F_{упр1} - p_2 \cdot F_{упр2} + C_{прз} \cdot (x_0 - x) - B_{тр} \cdot \frac{dx_3}{dt} = m_3 \cdot \frac{d^2 x_3}{dt^2}, \quad (12)$$

где: x_3 – линейное перемещение главного золотника КПП, x_0 – максимальное смещение золотника, m_3 – масса золотника, $C_{прз}$ – коэффициент жесткости пружины главного золотника КПП, $B_{тр}$ – коэффициент трения главного золотника КПП.

Блок-схема уравнения (12) приведена на рисунке 4.

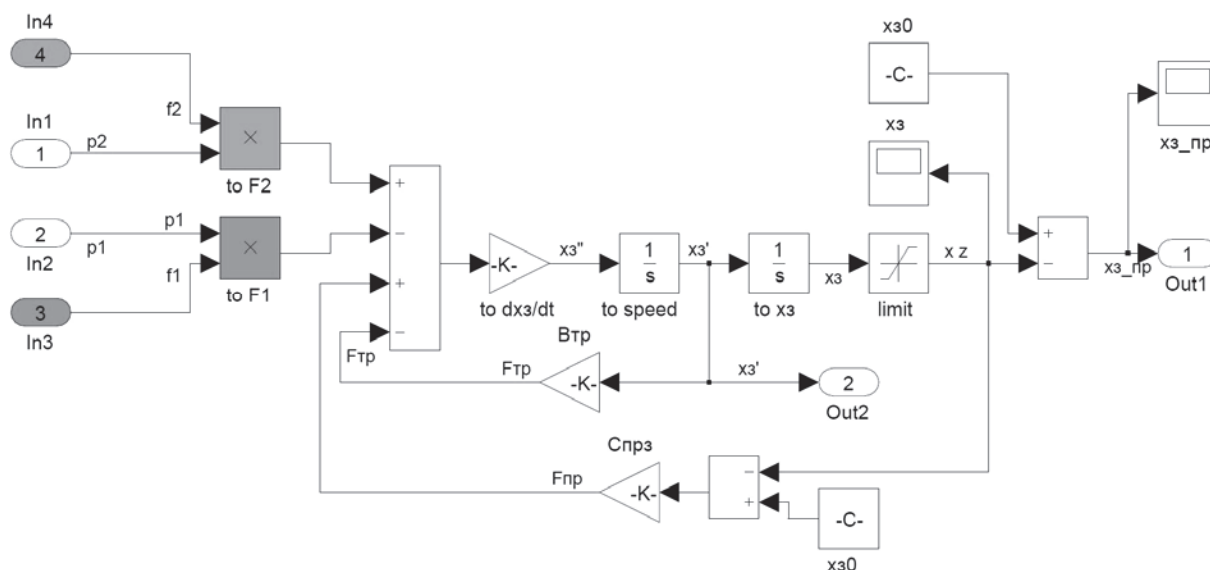


Рисунок 4. Блок-схема уравнения (12)

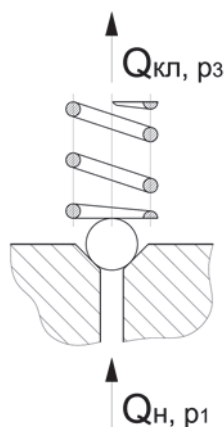


Рисунок 5. Расчетная схема обратного клапана

Уравнение баланса расходов РЖ через обратный клапан (для точки 3) (рисунок 1), согласно [3]:

$$Q_{кл} = Q_{зм} - Q_{ум} - Q_{пер} - Q_{сж}, \quad (13)$$

$$Q_{сж} = \frac{V_{s3}}{E_s} \cdot \frac{dp_3}{dt}, \quad (14)$$

$$Q_{пер} = k_{пер} \cdot (p_3 - p_c), \quad (15)$$

$$Q_{ум} = k_{ум} \cdot p_3, \quad (16)$$

$$Q_{кл} = Q_{зм} - \frac{V_{s3}}{E_s} \cdot \frac{dp_3}{dt}, \quad (17)$$

$$Q_{кл} = k_{кл} \cdot h_{кл} \cdot \sqrt{p_1 - p_3}, \quad (18)$$

$$k_{кл} = \mu_{кл} \cdot \pi \cdot d_{кл} \cdot \sin(\alpha_{кл}) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (19)$$

$$m_{кл} \cdot \frac{d^2 h_{кл}}{dt^2} = (p_1 - p_3) \cdot F_{кл} - C_{пр} \cdot h_{кл}. \quad (20)$$

где: Q_n – подача насоса, $Q_{кл}$ – расход жидкости через обратный клапан, $Q_{гм}$ – расход жидкости, идущей к гидромотору, $Q_{ум}$ – расход утечек РЖ в гидромоторе, $Q_{пер}$ – расход перетечек РЖ в гидромоторе, $Q_{сж}$ – расход жидкости, связанный с сжимаемостью

РЖ, V_{s3} – объем жидкости в трубопроводах и элементах гидросистемы на участке обратный клапан-гидромотор, E_s – модуль объемной упругости жидкости, p_3 – давление РЖ в точке 3, $h_{кл}$ – линейное перемещение запорного элемента обратного клапана, p_m – давление жидкости в гидролинии перед гидромотором, $k_{пер}$ – коэффициент перетечек РЖ гидромотора, $k_{ут}$ – коэффициент утечек РЖ гидромотора, $F_{кл}$ – площадь проходного сечения обратного клапана, $m_{кл}$ – масса запорного элемента обратного клапана, $d_{кл}$ – диаметр проходного отверстия обратного клапана, $C_{пр}$ – жесткость пружины обратного клапана.

Блок-схема уравнения (13) приведена на рисунке 6.

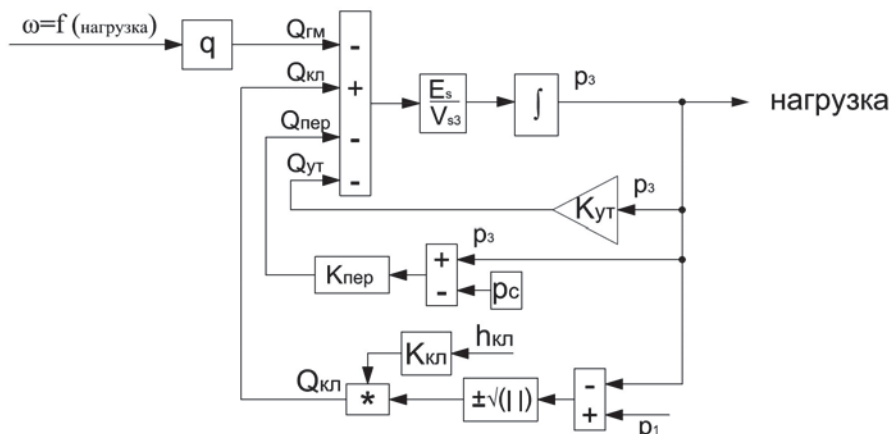


Рисунок 6. Блок-схема уравнения (13)

По блок-схемам уравнений (1), (6), (13) и [2] построена математическая модель гидропривода с дискретным управлением КПП, изображенная на рисунке 8.

При компьютерном моделировании системы с КПП приняты следующие значения размеров:

- электрическая часть подсистемы КПП – пилотного золотника КПП – описывается по формулам с учетом допущений, приведенным ранее в [2]. Пилотный распределитель (золотник) КПП с электроуправлением дискретного действия служит для управления главного золотника КПП.
- зона насыщения по линейному перемещению главного золотника КПП равна 6 мм;
- зона насыщения по линейному перемещению пилотного золотника КПП равна 2,5 мм;
- зона насыщения по линейному перемещению запорного элемента обратного клапана равна 5,8 мм;
- гистерезис по срабатыванию датчика температуры равен 15°C;
- радиатор установлен за кабиной транспортного средства, поэтому потоком набегающего воздуха на систему охлаждения двигателя можно пренебречь;
- поток хладагента в двигателе постоянный;
- структура потока теплоносителя соответствует модели идеального перемешивания;
- условия работы транспортного средства создают максимальную нагрузку на двигатель с максимальным тепловыделением;
- температура окружающей среды равна +60°C;
- значения величин и коэффициентов, используемых при расчете, даны в единицах системы СИ и представлены в таблице 1.

Таблица 1

Значения используемых при расчете величин

p_c	$p_{лик}$	V_{s1}	E_s	ρ	K_s	μ_s	d_s	$F_{упр1}$	$F_{упр2}$	$K_{м1}$	$\mu_{м1}$	$d_{м1}$	$a_{м1}$
$0,27 \cdot 10^6$	$24,0 \cdot 10^6$	$3,468 \cdot 10^{-5}$	$1,65 \cdot 10^{-6}$	890	$4,641 \cdot 10^{-5}$	0,72	$8 \cdot 10^{-3}$	$7,854 \cdot 10^{-7}$	$1,571 \cdot 10^{-6}$	$1,528 \cdot 10^{-4}$	0,79	$1,5 \cdot 10^{-3}$	60
$K_{др}$	$\mu_{др}$	V_{s2}	V_{s3}	$k_{пер}$	$k_{ут}$	$k_{кл}$	$\mu_{кл}$	$d_{кл}$	$F_{кл}$	x_0	m_s		
$7,25 \cdot 10^{-8}$	0,79	$6,8 \cdot 10^{-7}$	$5,931 \cdot 10^{-4}$	0,015	0,015	$3,868 \cdot 10^{-4}$	0,8	$15 \cdot 10^{-3}$	$1,767 \cdot 10^{-4}$	$5,8 \cdot 10^{-3}$	0,125		

При компьютерном моделировании для сокращения времени расчета включение вентилей

лятора производилось не от датчика температуры, установленного на выходе из двигателя, а с предварительно выбранным значением времени включения и выключения.

Полученные результаты компьютерного моделирования системы приведены на рисунке 7.

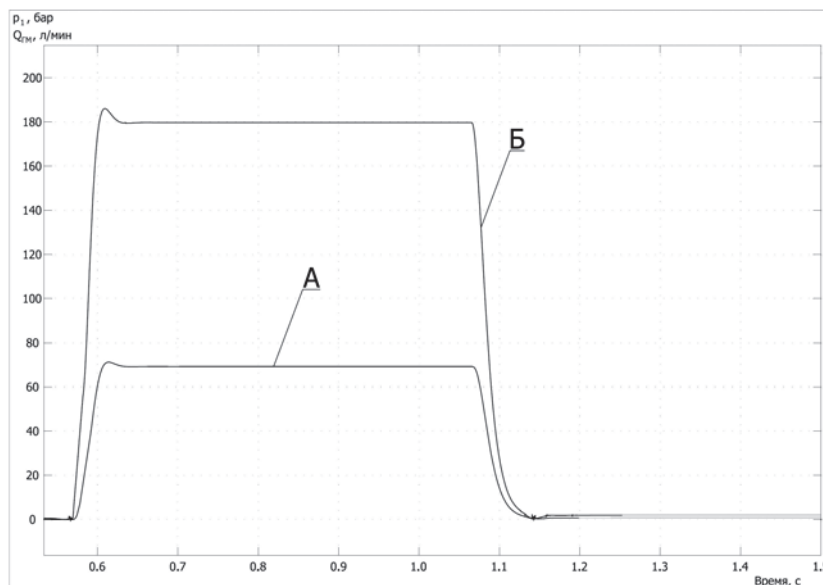


Рисунок 7. Переходный процесс по расходу жидкости (А), идущей к гидромотору, и давлению p_1 (Б)

Полученные переходные процессы показывают, что перерегулирование по давлению и расходу РЖ составляет соответственно:

По давлению:

$$s_{\max,p} = ((186,21 - 179,78) / 179,78) * 100\% = 3,58\%, \quad (21)$$

По расходу жидкости, поступающей к гидромотору:

$$s_{\max,Q} = ((70,33 - 69,24) / 69,24) * 100\% = 1,57\%, \quad (22)$$

Исходя из предъявляемых требований к приводу вентилятора, касающихся надежности и энергопотребления, был сделан вывод о необходимости оптимизации параметров системы для уменьшения пульсации расхода и давления РЖ при работе ГП вентилятора.

В принятом выше ГП проводимость дросселя КПП и жесткость пружины обратного клапана $C_{пр.}$ допустимо варьировать, т.к. изменение остальных параметров системы потребует изменения конструкций серийно-выпускаемых устройств.

Площадь дросселя КПП определяется:

$$S_{др} = \frac{\pi \cdot d_{др}^2}{4}, \quad (23)$$

где: $S_{др}$ – площадь проходного сечения дросселя КПП; $d_{др}$ – диаметр проходного сечения дросселя.

Далее $d_{др}$ и $C_{пр}$ взяты за управляющие параметр при оптимизации динамических характеристик гидропривода вентилятора для системы охлаждения двигателя транспортного средства.

Оптимизация системы выполнена посредством пакета “МАТЛАБ” при помощи модуля “Nonlinear Control Design Blockset” [4].

Пакет прикладных программ для построения нелинейных систем управления Nonlinear Control Design (NCD) Blockset реализует метод динамической оптимизации. Инструмент NCD, представляющий собой набор блоков, разработанных для использования с Simulink, автоматически настраивает параметры моделируемых систем, основываясь на определенных пользователем ограничениях на их временные характеристики. Пакет расширения NCD является частью пакета Simulink и наследует все его приемы работы.

В задачу динамической оптимизации входят неопределенные параметры. В качестве

таких параметров были выбраны:

- коэффициент расхода рабочей жидкости μ через дроссель, равный 0,71..0,82 [5];
- угол наклона течения РЖ α относительно оси золотника, равный 30..72° [5];

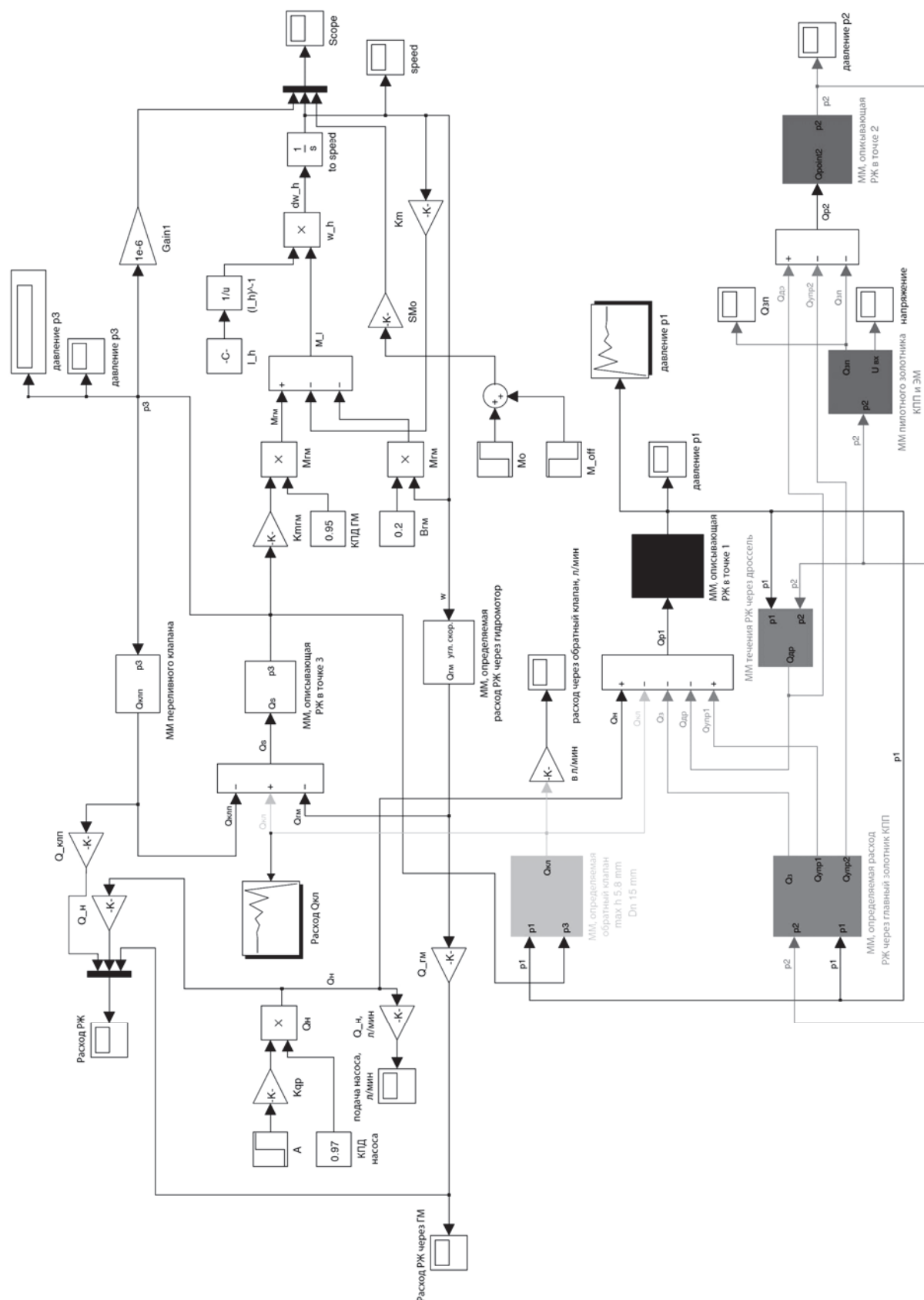


Рисунок 8. Блок-схема математической модели гидропривода вентилятора с дискретным управлением КПП

Отклик системы, полученный из пакета Simulink оптимизирует сигналы отклика модели. Изменять настраиваемые параметры модели следует так, чтобы сигналы отклика лежали в пределах сегментов границ ограничений или близко соответствовали рекомендуемому (желаемому) сигналу.

Указанная процедура выполняется, если в математическую модель, созданную согласно вышеописанных уравнений, ввести два блока оптимизации NCD Blockset по двум сигналам системы: расходу и давлению РЖ. Накладывая ограничения, согласно допущениям, изложенным выше, получаем структурную схему, изображенную на рисунке 10 с введенными блоками “NCD” по сигналу p_1 и $Q_{кл}$ соответственно.

До запуска процесса оптимизации величина диаметра $d_{др}$ проходного сечения дросселя канала управления КПП была принята равной 0,00157 м.

Значение жесткости пружины приняли $C_{пр}$ – жесткость пружины обратного клапана, $C_{пр} = 51580$ Н/м.

Ограничения, наложенные на переходные процессы по давлению и расходу РЖ соответственно:

- перерегулирование по давлению РЖ не более 3%, “трубка точности” на установившееся значение $p_1 - \pm 2\%$;
- перерегулирование по расходу РЖ не более 1%, “трубка точности” на установившееся значение расхода РЖ – $\pm 1\%$.

В результате оптимизации системы получили следующие результаты:

- значение $d_{др} = 0,0014$ м;
- значение $C_{пр} = 41894$ Н/м.

Коэффициент вязкого трения $B_{тр}$ в золотниках и клапанах был принят согласно [6-8].

Так, для пилотного золотника КПП коэффициент вязкого трения $B_{тр}$ был принят 63 Н*с/м, согласно [7]. Для главного золотника КПП коэффициент вязкого трения $B_{тр}$ был принят 450, используя для оценки уравнение S.E. Naaland, согласно [3, 8].

Переходные процессы, вычисленные после оптимизации системы, представлены на рисунке 9.

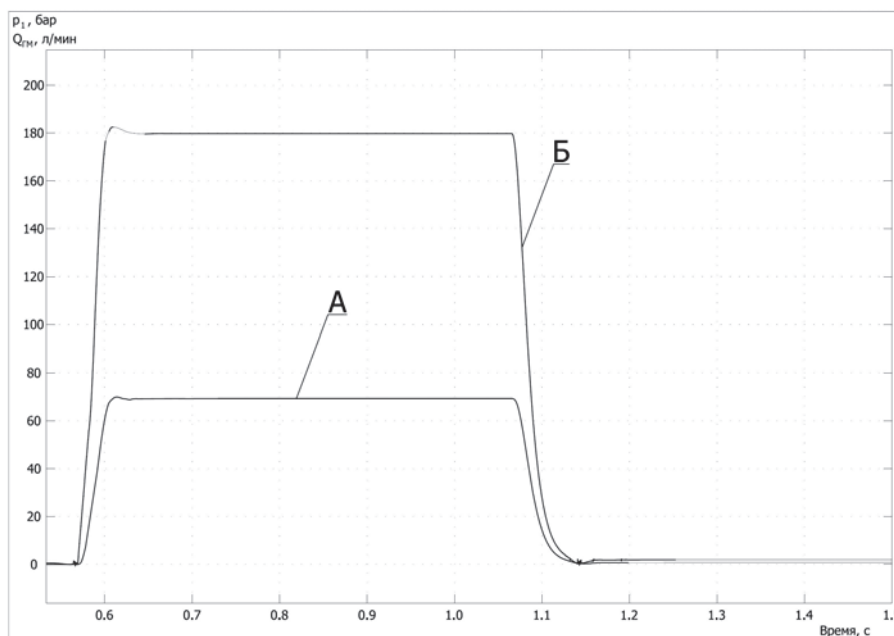


Рисунок 9. Переходный процесс после оптимизации системы по расходу жидкости (А), поступающей к гидромотору, и давлению p_1 (Б)

Исходя из полученных переходных процессов после оптимизации системы следует, что перерегулирование по давлению и расходу РЖ составляет соответственно:

- по давлению:

$$S_{max,p} = ((184,57 - 179,78) / 179,78) * 100\% = 2,66\%; \quad (24)$$

- по расходу жидкости, поступающему в гидромотор:

$$S_{\max, Q} = ((69,85 - 69,24) / 69,24) * 100\% = 0,88\%. \quad (25)$$

Совместно с компьютерным исследованием созданной системы проводилось экспериментальное исследование ГП. С целью верификации разработанной ММ был проведен эксперимент определения реального переходного процесса по давлению РЖ в напорной линии насоса после КПП (давление РЖ p_1). Датчик давления установлен в специально предназначенный порт замера давления, сделанный на плите КПП.

В ходе эксперимента зарегистрирован переходный процесс по давлению РЖ (p_1) в напорной линии ГП. На экспериментальную характеристику переходного процесса нанесена расчетная, вычисленная с помощью компьютерного моделирования ММ. Результаты представлены на рисунке 10.

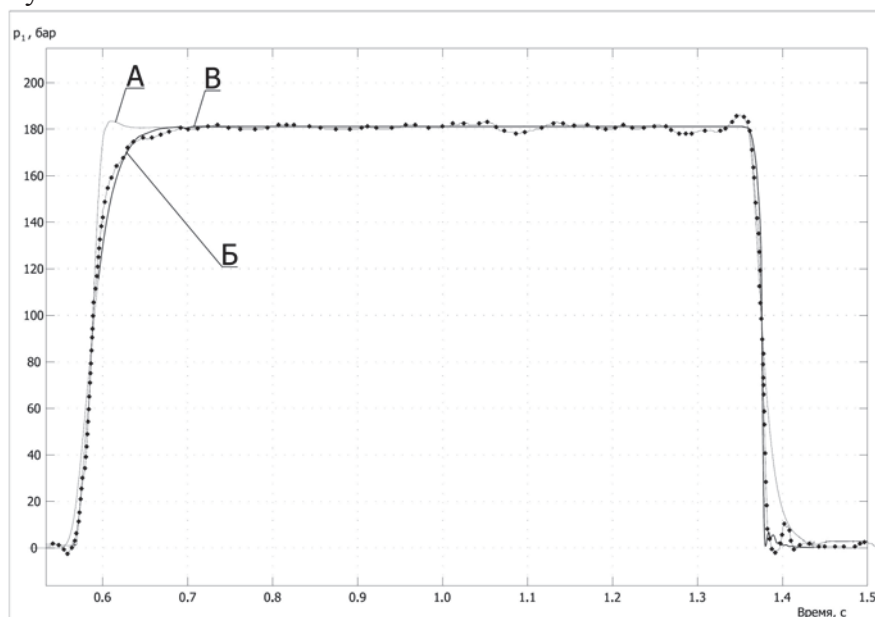


Рисунок 10. Сравнение экспериментального и расчетных переходных процессов:
А – переходный процесс по давлению РЖ p_1 , полученный в результате оптимизации при компьютерном моделировании созданной ММ; **Б** – переходный процесс по давлению РЖ p_1 , полученный в ходе эксперимента; **В** – переходный процесс по давлению РЖ p_1 , полученный в результате идентификации параметров системы

С помощью экспериментального переходного процесса выполнена идентификация параметров системы [9]. При идентификации параметров установлены следующие значения параметров системы:

- коэффициент вязкого трения главного золотника КПП $B_{тр} = 800 \text{ Н*с/м}$;
- жесткость пружины главного золотника КПП $C_{прз} = 42350 \text{ Н/м}$.

При скорректированных параметрах системы графики переходного процесса по давлению РЖ (p_1) и полученного в результате компьютерного моделирования ММ совпадают с минимальным отклонением (кривые Б и В на рисунке 10).

При необходимости увеличить быстродействие системы (рисунок 10, кривая А), целесообразно воспользоваться параметрами $d_{др}$ – диаметр проходного сечения дросселя канала управления КПП и величиной жесткости пружины $C_{пр}$ обратного клапана, установленного в напорную линию насоса, определенными в ходе проведения оптимизации переходных процессов системы.

Таким образом, ММ, описывающая систему с ГП, обеспечивает достоверность получаемых результатов и может быть использована для описания систем подобного класса.

Литература

- Труханов К.А. Гидропривод вентилятора для системы охлаждения автомобильного двигателя. // Известия МГТУ «МАМИ». 2011. № 2 (12). с. 78-84.

2. Труханов К.А. Математическое моделирование гидропривода вентилятора для системы охлаждения автомобильного двигателя. // Известия МГТУ «МАМИ». 2012. №1 (13). с. 84-95.
3. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. Учеб. для машиностроительных вузов. М.: Машиностроение, 1977. 424 с.
4. Веремей Е.И., Коровкин М.В. Применение пакета NCD для решения задач модальной параметрической оптимизации. // Труды II научной конференции «Проектирование инженерных и научных приложений в среде MATLAB». 2012. с. 884-896.
5. Лепешкин А.В., Михайлин А.А. Гидравлические и пневматические системы. М.: Академия, 2004. 336 с.
6. Elmer K.F., Gentle C.R. A parsimonious model for the proportional control valve. // Journal of Mechanical Engineering Science. Institution of Mechanical Engineers. 2001. Part C. P. 125-149.
7. Erikson K. A., Greenwood W. R., Bonomo P. J. An analog computer study of hydraulic servomechanism nonlinearities. // Massachusetts institute of technology. 1954. 106 p.
8. Naaland S.E. Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent flow. // J. ASIVIE of Fluids Engineering, 1983. P. 89-90.
9. Дьяконов В.П., Круглов В.В. MatLab. Анализ, идентификация и моделирование систем. Специальный справочник. СПб.: Питер, 2002. 448 с.

Генерирование водородосодержащего газа на борту транспортного средства

д.т.н. проф. Каменев В.Ф., д.т.н. проф. Фомин В.М., к.т.н. доц. Апелинский Д.В.,
Хергеледжи М.В.

Университет машиностроения
mixalichDM@mail.ru, hergheledji@mail.ru

Аннотация. В статье обсуждается стратегия совершенствования экологических качеств двигателя путем использования водородного синтез-газа как средства химической активации рабочего процесса. Рассмотрены технологии генерирования синтез-газа на борту транспортного средства. Приведено описание экспериментальной бортовой системы получения водородного синтез-газа путем термохимической конверсии бензина, и представлены материалы ее испытаний в составе автомобиля.

Ключевые слова: автомобильный двигатель, экологические стандарты, холодный пуск, прогрев двигателя, термохимический реактор, водородосодержащий синтез-газ, система нейтрализации отработавших газов

Способы бортового аккумуляирования водорода

Наметившаяся в последние десятилетия тенденция развития транспортной водородной энергетики повсеместно считается наиболее перспективным путём решения проблем энергообеспечения и повышения экологической безопасности в сфере эксплуатации автотранспортного комплекса [1].

При использовании водородного энергоносителя в качестве основного топлива или в качестве активирующих добавок к нему для двигателей автотранспортных средств (АТС) одной из наиболее важных задач является разработка экономически оправданного, гибкого в использовании комплекса средств аккумуляирования водорода.

Понятием «аккумуляирование водорода» объединяются как методы и средства хранения водорода, как индивидуального вещества, так и среды, в которых хранение водорода осуществляется в связанном виде. Во всех случаях процессы аккумуляирования водорода сопровождаются затратами энергии и требуют капиталовложений на создание среды аккумуляирования и системы хранения в целом. Поэтому реализация любой схемы использования водорода на транспорте в значительной степени зависит от выбора экономически оправданного и эффективного в использовании способа бортового хранения этого газа.