

Заключение

В данной работе показан подход к разработке процедуры автоматизированной многопараметрической оптимизации управления двигателями внутреннего сгорания (ДВС), работающих на квазистационарных режимах в составе транспортных средств, с целью снижения токсичности и улучшения топливной экономичности. Оптимальные режимы работы ДВС характеризуются парами значений крутящего момента и частоты вращения, определенные для каждого характерного значения мощности в результате оптимизации.

В качестве критерия оптимальности был выбран интегральный показатель, объединяющий в себе критерии оптимальности по токсическим и экономическим показателям работы ДВС.

Были представлены результаты оптимизации параметров управления ДВС для серии экспериментальных данных, которые показали высокую скорость и надежность выбранного пути и алгоритма.

Следующие работы в рамках данного проекта будут посвящены дальнейшей разработке программно-аппаратного комплекса оптимизации параметров управления ДВС.

Литература

1. "GMMC-Combustion Engine Optimization Project," 2011. [Online]. Available: <http://www.fcc.chalmers.se/comp/projects/combustion-engine-optimisation>.
2. FRONTIER Co, "GT-SUITE User's Conference," in Optimization of Automotive Control Parameters with FRONTIER, 2001.
3. Гладков Л.А. Генетические алгоритмы: Учебное пособие, 2-е издание ed., Москва: Физматлит, 2006.
4. Мэтьюс Д. Численные методы. Использование MATLAB., Вильямс., 2001.
5. Buhmann M.D. Radial Basis Functions: Theory and Implementations, Cambridge University, 2003.
6. Смирнов А.Б., Петриченко Д.А., Шустров Ф.А., Татарников А.П. "Оптимизация параметров управления ДВС на статических режимах работы на основе многопараметрической нейросетевой модели" Современные проблемы науки и образования - 2011.-№6.(приложение "Технические науки"). (Электронный журнал) URL: <http://online.rae.ru/880> (дата обращения: 19.01.2012 г.).
7. Хрипач Н.А., Лежнев Л.Ю., Папкин Б.А., Тингаев Н.В., Шустров Ф.А., Татарников А.П. "Механотронные системы управления газообменом и сгоранием" Современные проблемы науки и образования - 2011. -№6. (приложение "Технические науки"). (Электронный журнал) URL: <http://online.rae.ru/889> (дата обращения: 19.01.2012 г.).
8. Ипатов А.А., Кутенёв В.Ф., Каменев В.Ф., Фомин В.М., Хрипач Н.А., Лежнев Л.Ю., Артёмов А.А. " Разработка автомобилей с гибридной силовой установкой, работающей на водородных видах топлива " Труды НАМИ / ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ». – Вып. №242: Комбинированные энергоустановки автотранспортных средств: сб. научн. ст. – М., 2009. – с. 26 – 66.
9. Ипатов А.А., Хрипач Н.А., Лежнев Л.Ю., Кириллов В.А., Папкин Б.А. "Автономные системы выработки тепловой и электрической энергии на биотопливе" Энергия: экономика, техника, экология. - 2010. - № 3. - с. 6-12.

Математическое моделирование гидропривода вентилятора для системы охлаждения автомобильного двигателя

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

Аннотация. В статье приведена математическая модель гидропривода вентилятора для охлаждения автомобильного двигателя, уравнения, блок схемы соответствующих элементов гидросистемы. В качестве модели потока при описании про-

процесса теплообмена принята модель идеального перемешивания. Получена математическая модель гидропривода и соответствующие ей переходные процессы.

Ключевые слова: гидропривод вентилятора, охлаждение двигателя, математическое моделирование, математическая модель гидропривода вентилятора для системы охлаждения автомобильного двигателя.

Современные методы проектирования любой гидросистемы основаны на подробных знаниях о процессах, протекающих в рассматриваемых системах. Такими знаниями служат математическая модель и описание системы. Моделирование системы особенно важно – это быстрее и дешевле, чем проводить физический эксперимент. Полученные результаты в ходе математического моделирования могут быть использованы для оптимизации системы, определение режимов эксплуатации, причин возможных отказов.

Принятой при анализе стала схема гидропривода вентилятора для системы охлаждения автомобильного двигателя с дискретным управлением гидрораспределителя [1]. Описание гидросистемы проводилось в виде уравнений и блок-схем отдельных элементов, входящих в ее математическую модель.

Уравнение, определяющее подачу насоса:

$$Q_p = \alpha_p \cdot K_{qp} \cdot \eta_{vp}, \quad (1)$$

где: α_p – угол наклона диска, либо блока насоса, K_{qp} – коэффициент подачи насоса, η_{vp} – объемный КПД насоса.

Предполагается, что α_p и η_{vp} – входные сигналы, а Q_p – выходной сигнал, соответственно.

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

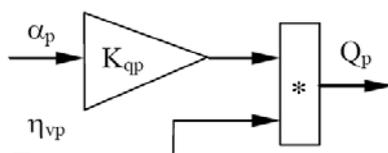


Рисунок 1 – Блок-схема уравнения 1

Уравнение переливного клапана, для упрощения математической модели которого, принята статическая характеристика:

$$Q_p = K_{zb} \cdot (p - p_b), \quad \text{при } p > p_b, \quad (2)$$

$$Q_z = 0, \quad \text{при } p \leq p_b, \quad (3)$$

в уравнении (2) и (3): Q_z – расход через клапан, K_{zb} – коэффициент крутизны статической характеристики клапана, p – рабочее давление системы, p_b – давление срабатывания клапана.

Блок-схема уравнения (2), (3) приведена на рисунке 2.

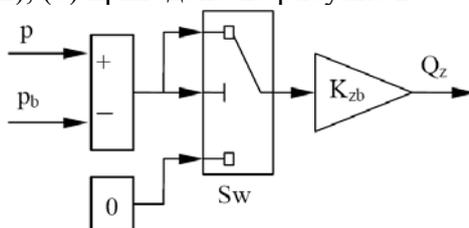


Рисунок 2 – Блок-схема переливного клапана

Уравнение, описывающее сжимаемость жидкости, можно определить, используя приближенное соотношение:

$$Q_s = \frac{K_s}{E_s} \cdot \frac{dp}{dt}, \quad (4)$$

где: Q_s – расход жидкости, вызванный сжимаемостью жидкости на участке насос-

распределитель, V_s – объем жидкости в трубопроводах и элементах гидросистемы на участке насос-распределитель, E_s – модуль объемной жидкости, p – давление жидкости на участке насос-распределитель (приняли, что трубопроводы короткие, поэтому пренебрегаем инерцией жидкости и потерями давления в них из-за сопротивления трения [2]), d/dt - оператор дифференцирования, применяемый ниже во всех уравнениях.

Соотношение (4) можно использовать для определения величины давления:

$$p = \frac{E_s}{K_s} \cdot \int Q_s \cdot dt, \quad (5)$$

Блок-схема уравнения (5) приведена на рисунке 3.

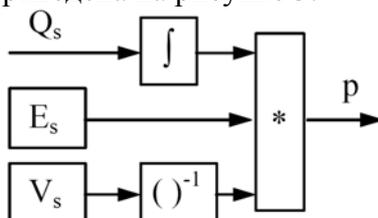


Рисунок 3 – Блок-схема уравнения 5

Уравнение гидромотора:

$$Q_m = \frac{K_{qm} \cdot \omega_m}{\eta_{vm}}, \quad (6)$$

в уравнении (6): Q_m – расход жидкости, идущей к гидромотору, K_{qm} – рабочий объем гидромотора (далее ГМ), приведенный к одному радиану угла поворота вала (характерный объем), ω_m – угловая скорость вращения вала ГМ, η_{vm} – объемный КПД насоса.

Крутящий момент, развиваемый гидромотором, может быть описан уравнением:

$$M_m = K_{qm} \cdot \Delta p_m \cdot \eta_{mm}, \quad (7)$$

где: M_m – крутящий момент на валу ГМ, K_{qm} – характерный объем ГМ, Δp_m - перепад давления в ГМ, $\Delta p_m = p_a - p_b$, η_{mm} - механический КПД ГМ.

Блок-схемы уравнений (6) и (7) приведены на рисунках 4 и 5, соответственно.

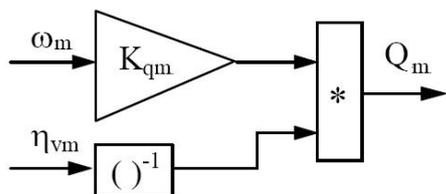


Рисунок 4 – Блок-схема уравнения 6

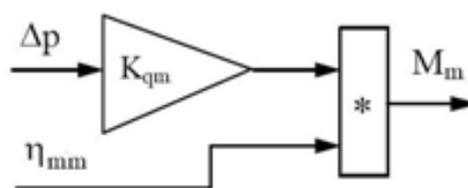


Рисунок 5 – Блок-схема уравнения 7

Уравнение нагрузки на валу ГМ:

Крутящий момент M_m , создаваемый на валу ГМ, равен сумме моментов от действующих сил.

Уравнение моментов имеет вид:

$$M_m = M_I + M_B + M_L, \quad (8)$$

где: M_I – момент инерционных нагрузок, M_B - момент трения, M_L – момент, создаваемый вентилятором.

После подстановки значений, указанных моментов, уравнение (8) принимает вид:

$$M_L = \rho_a \cdot A_f \cdot R_{bl} \cdot V_a^2, \quad (9)$$

$$V_a = (0,06 \dots 0,08) \cdot \sqrt[3]{G_a \cdot \omega_f^2}, \quad (10)$$

$$I_m \approx \frac{m \cdot (R_{bl}^2 + r^2)}{2}, \quad (11)$$

$$M_m = I_m \cdot \frac{d\omega_m}{dt} + B_m \cdot \omega_m + M_L, \quad (12)$$

в уравнениях (9) - (12): ρ_a – плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе (см. формулу 40), A_f – фронтальная поверхность вентилятора, R_{bl} – внешний радиус лопастей вентилятора, r – внутренний радиус лопастей вентилятора, m – масса вентиляторного колеса, V_a – осевая скорость на выходе вентилятора, I_m – момент инерции двигателя и элементов конструкции нагрузки (вентилятора), B_m – коэффициент сопротивления, ω_m – угловая скорость вращения вала ГМ (принимаем, что скорость вращения вала ГМ равна скорости вращения вентилятора), ω_f – угловая скорость вращения вала вентилятора.

Соотношение (12) используется для определения угловой скорости вала ГМ.

Блок-схема уравнения (12) дана на рисунке 6.

Потоком рабочей жидкости, подводимой к ГМ вентилятора, управляет дискретный распределитель при наличии внешнего воздействия (сигнала). Таким сигналом в рассматриваемом случае является электрический сигнал (24 В), подаваемый на катушку устройства (электромагнит, далее ЭМ). ЭМ состоит из (рисунок 8а) цилиндрического корпуса-магнитопровода 1, в котором соосно расположена обмотка 3. Внутри расположен цилиндрический якорь 2. Магнитный поток проходит через два зазора: рабочий плоский 4 и паразитный радиальный 5 [3].

Математическая модель дискретного распределения представлена следующими уравнениями [4]:

$$\Sigma F = M \cdot a = M \cdot \frac{dV}{dt} = M \cdot \frac{d^2x}{dt^2}, \quad (13)$$

$$F_e - K_s \cdot (x - x_0) - B \cdot \frac{dx}{dt} = M \cdot \frac{d^2x}{dt^2}, \quad (14)$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{1}{M} \left(F_e - K_s \cdot (x - x_0) - B \cdot \frac{dx}{dt} \right), \quad (15)$$

$$F_e = \frac{1}{2} \cdot i^2 \cdot \Phi(x), \quad (16)$$

в уравнениях (13) – (16): x – линейное перемещение золотника, x_0 – предварительное смещение золотника, создаваемое пружиной, M – масса золотника, a – ускорение золотника, V – скорость золотника, K_s – коэффициент жесткости пружины, B – коэффициент трения золотника электромагнита, F_e – электромагнитная сила, i – ток контура управления, $\Phi(x)$ – функция, определяемая уравнением (23).

Блок-схема уравнения (15) приведена на рисунке 7.

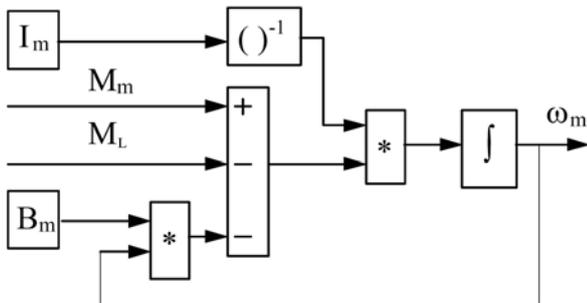


Рисунок 6 – Блок-схема уравнения 12

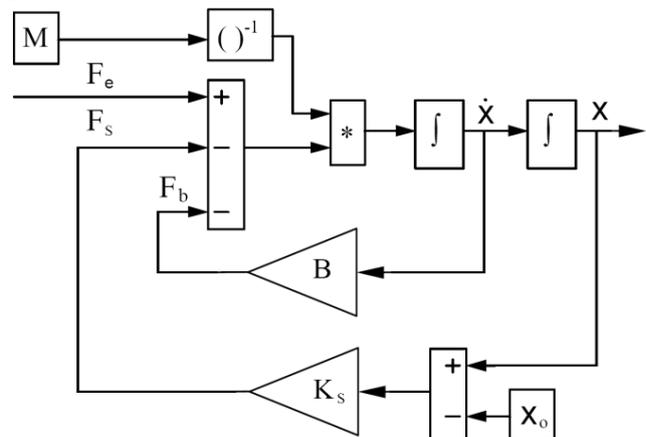


Рисунок 7 – Блок-схема уравнения 15

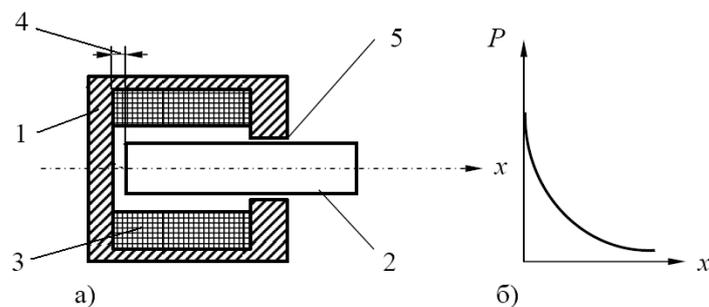


Рисунок 8 – Электромагнит с плоским стопом [3]: а) конструктивная схема, б) зависимость развиваемой силы от перемещения якоря. 1 – корпус-магнитопровод; 2 – якорь; 3 – обмотка; 4 – осевой зазор; 5 – радиальный зазор.

Электрическая часть подсистемы ЭМ описана следующими уравнениями:

$$U_0 = R \cdot i + \frac{d\lambda}{dt}, \quad (17)$$

$$\lambda = L(x) \cdot i, \quad (18)$$

$$U_0 = R \cdot i + L(x) \frac{di}{dt} + i \cdot \Phi(x) \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (19)$$

$$L(x) = \frac{N^2}{R_M} = \frac{\mu_0 \cdot \pi \cdot a \cdot d \cdot N^2}{g} \cdot \left(\frac{x}{a+x} \right) = L' \cdot \left(\frac{x}{a+x} \right), \quad (20)$$

$$L' = \frac{\mu_0 \cdot \pi \cdot a \cdot d \cdot N^2}{g}, \quad (21)$$

$$R_M = \frac{g}{\mu_0 \cdot \pi \cdot a \cdot d} \cdot \left(\frac{a+x}{x} \right), \quad (22)$$

$$\Phi(x) = \frac{d(L(x))}{dx} = \frac{a \cdot L'}{(a+x)^2}, \quad (23)$$

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{L(x)} \cdot \left[U_0 - R \cdot i - i \cdot \Phi(x) \cdot \frac{dx}{dt} \right], \quad (24)$$

в уравнениях (17) – (24): i – ток контура управления, x – линейное перемещение золотника, R – сопротивление катушки электромагнита, R_M – сопротивление потерь контура электромагнитной катушки (магнитное сопротивление), U_0 – напряжение питания катушки электромагнита, μ_0 – магнитная постоянная, a – величина ферромагнитного шунта (осевое расстояние), g – величина радиального зазора, d – диаметр штока, $L(x)$ – индуктивность катушки электромагнита, N – число витков электромагнитной катушки, λ – магнитный поток.

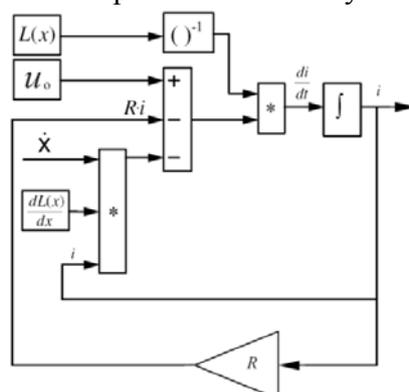


Рисунок 9 – Блок-схема уравнения 24

Блок-схема уравнения (24) дана на рисунке 9.

Уравнение расхода жидкости через распределитель в линии распределитель-гидромотор

$$Q_{v1} = K_v \cdot x \cdot \sqrt{p - p_a}, \quad (25)$$

$$K_v = \mu_v \cdot \pi \cdot d_v \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (26)$$

в уравнениях (25), (26), K_v – удельная проводимость золотника, x – линейное перемещение золотника, μ_v – коэффициент расхода, ρ – плотность рабочей жидкости, p – давление в трубопроводе перед распределителем, p_a – давление в трубопроводе перед ГМ, d_v – диаметр золотника, α – угол конусности запорного элемента.

Уравнения баланса расхода жидкости, поступающей к гидромотору:

$$Q_{v1} - Q_m = Q_{s1}, \quad (27)$$

$$Q_{s1} = \frac{V_{s1}}{E_s} \cdot \frac{dp_a}{dt}, \quad (28)$$

где: Q_{s1} – расход жидкости, связанный с сжимаемостью жидкости на участке распределитель-гидромотор, V_{s1} – объем жидкости в трубопроводах и элементах гидросистемы на участке распределитель-гидромотор, E_s – модули объемной жидкости, p_a – давление жидкости на участке распределитель-гидромотор.

$$p_a = \frac{E_s}{K_{s1}} \cdot \int Q_{s1} \cdot dt, \quad (29)$$

Уравнение расхода жидкости, пропускаемой распределителем в линию гидромотор-распределитель

$$Q_{v2} = K_v \cdot x \cdot \sqrt{p_b - p_t}, \quad (30)$$

где: K_v – удельная проводимость золотника, см. уравнение (26), x – линейное перемещение золотника, p_b – давление в линии за гидромотором, p_t – давление на сливе (подпор в баке).

Блок-схемы уравнений (25) и (30) представлены на рисунках 10, 11, соответственно.

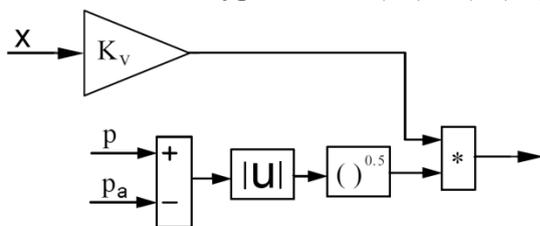


Рисунок 10 – Блок-схема уравнения 25

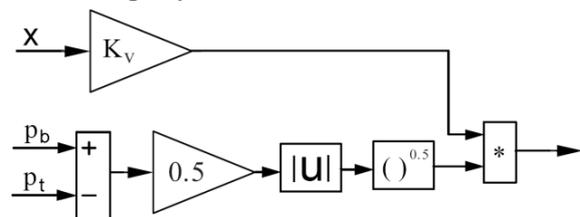


Рисунок 11 – Блок-схема уравнения 30

Уравнение баланса расхода жидкости, идущей от гидромотора:

$$Q_m - Q_{v2} = Q_{s2}, \quad (31)$$

$$Q_{s2} = \frac{V_{s2}}{E_s} \times \frac{dp_b}{dt}, \quad (32)$$

в уравнениях (31), (32), Q_{s2} – расход жидкости, связанный с сжимаемостью жидкости на участке гидромотор-распределитель, V_{s2} – объем жидкости в трубопроводах и элементах гидросистемы на участке гидромотор-распределитель, E_s – модули объемной жидкости, p_b – давление жидкости на участке гидромотор-распределитель.

$$p_b = \frac{E_s}{K_{s2}} \cdot \int Q_{s2} \cdot dt, \quad (33)$$

Блок-схемы уравнений (29) и (33) представлены на рисунках 12 и 13, соответственно.

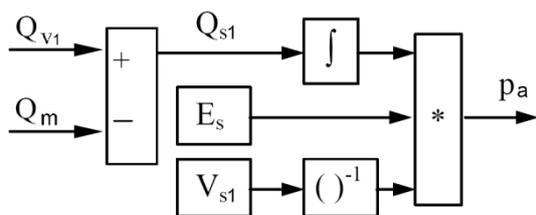


Рисунок 12 – Блок-схема уравнения 29

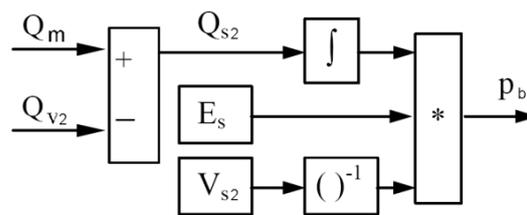


Рисунок 13 – Блок-схема уравнения 33

Гидромотор крепится на специальном фланце с боковой стороны радиатора, вращает вентилятор, прогоняющий воздух через радиатор. Расход воздуха, проходящий через радиатор, зависит от скорости вращения вентилятора, ω_f .

Математическое описание процесса в теплообменных аппаратах удобно записать в виде выражения, характеризующее изменение температуры в потоке теплоносителя во времени, обусловленное, во-первых, движением потока и, во-вторых, теплопередачей [5, 6].

Для рассматриваемой системы принято, что двигатель автомобиля работает с максимальной мощностью, на максимальных оборотах. Кроме того, предполагаем, что радиатор будет установлен за кабиной, поэтому потоком набегающего воздуха можно пренебречь.

Принято также, что структура потока теплоносителя соответствует модели идеального перемешивания.

Схема контура системы охлаждения автомобильного двигателя показана на рисунке 14:

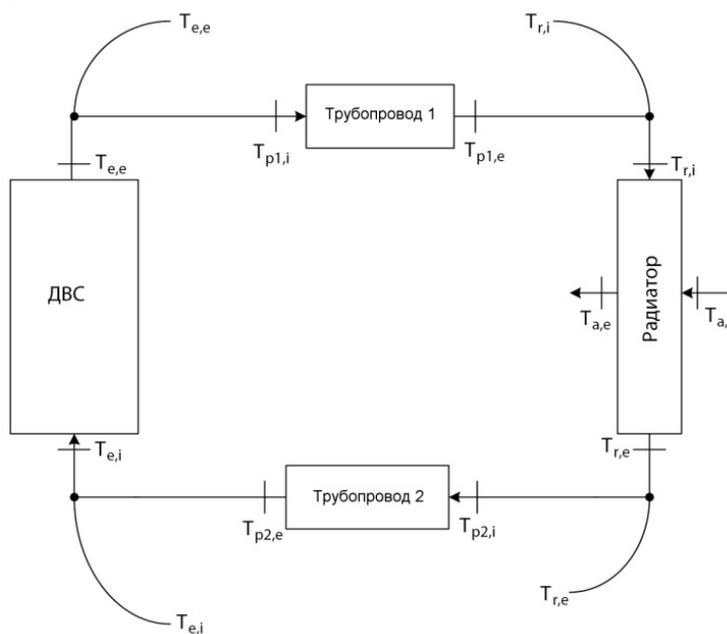


Рисунок 14 – Схема контура системы охлаждения автомобильного двигателя:
 ДВС – двигатель внутреннего сгорания (далее ДВС);
 Трубопровод 1 и Трубопровод 2, соединяющие радиатор и ДВС.

Схемы к уравнениям теплового баланса для радиатора и ДВС представлены на рисунках 15 и 16, соответственно.

Уравнение баланса энергии радиатора, исходя из баланса количество тепла, отводимого от двигателя и передаваемого от воды к охлаждающему воздуху, можно применить уравнения:

$$Q_a = Q_c, \quad (34)$$

$$\dot{m}_a \cdot c_a \cdot (T_{a,e} - T_{a,i}) = \dot{m}_c \cdot C_c \cdot (T_{c,i} - T_{c,e}), \quad (35)$$

$$m_c \cdot c_c \cdot \left(\frac{dT_{c,e}}{dt} \right) = -\dot{m}_c \cdot C_c \cdot (T_{c,i} - T_{c,e}) - \varepsilon \cdot \dot{m}_a \cdot c_a \cdot (T_{c,i} - T_{a,i}), \quad (36)$$

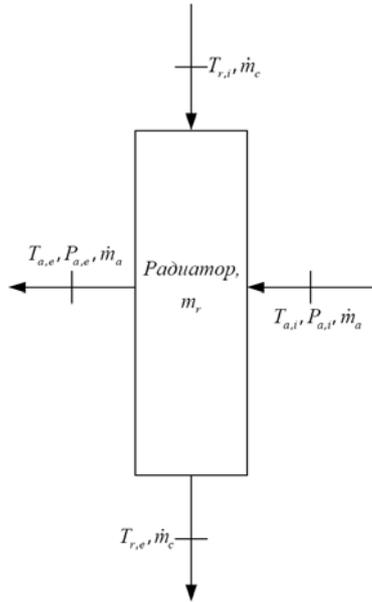


Рисунок 15 – Схема к уравнению теплового баланса для радиатора.

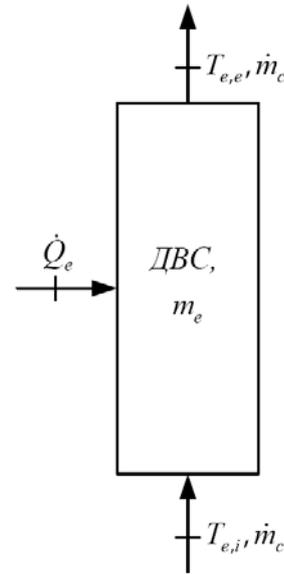


Рисунок 16 – Схема к уравнению теплового баланса для ДВС.

Количество тепла, отводимое от радиатора охлаждающим воздухом:

$$Q_a = G_a \cdot \rho_a \cdot c_a \cdot \frac{dT_{a,e}}{dt}, \quad (37)$$

$$G_a = \pi \cdot (R_{bl}^2 - r^2) \cdot z_f \cdot b_{bl} \cdot \eta_f \cdot \sqrt{\sin(\alpha_{bl}) \cdot \cos(\alpha_{bl})} \cdot \omega_f, \quad (38)$$

$$G_a = k_f \cdot \omega_m, \quad (39)$$

в уравнениях (34) – (39): G_a – производительность вентилятора [7], R_{bl} – внешний радиус лопастей вентилятора, r – внутренний радиус лопастей вентилятора, z_f – число лопастей вентилятора, b_{bl} – ширина лопастей по хорде, η_f – КПД вентилятора, α_{bl} – угол наклона лопасти к направлению воздушного потока, $\omega_f = \omega_m$ – угловая скорость вращения вала вентилятора, k_f – коэффициент пропорциональности производительности вентилятора, ρ_a – плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе, найденная по уравнению

$$\rho_a = \frac{p_0}{R_a \cdot T_{m,a}} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 325} = 1,07 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad (40)$$

здесь: Q_c – количество отводимого тепла теплоносителем, F_{h_ex} – поверхность охлаждения радиатора, T_c – температура теплоносителя в радиаторе, T_a – температура воздуха, проходящая через радиатор.

K_{h_ex} – коэффициент теплопередачи, определяемый с помощью формулы

$$K_{h_ex} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_c} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_a}}, \quad (41)$$

в уравнении (41): α_c – коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке радиатора, α_a – коэффициент теплоотдачи от стенок радиатора воздуху, δ_1 – толщина стенки, λ_1 – коэффициент теплопроводности металла трубок радиатора.

Если структура потока теплоносителя соответствует модели идеального перемешивания, то для математического описания этого потока можно использовать уравнение (с учетом источника тепла, возникающего в потоке за счет теплопередачи):

$$m_c \cdot c_c \cdot \left(\frac{dT_{c,e}}{dt} \right) = \dot{m}_c \cdot C_c \cdot (T_{c,i} - T_{c,e}) + m_c \cdot q_T, \quad (42)$$

$$q_T = \frac{F \cdot K_{h_ex} \cdot \Delta T}{m_c} \quad \text{или} \quad Q_c = F_{h_ex} \cdot K_{h_ex} \cdot (T_c - T_a), \quad (43)$$

здесь: Q_c – количество теплоты отводимое от двигателя охлаждающей жидкостью, Q_a – количество теплоты переносимое воздухом, \dot{m}_a – массовый расход воздуха через радиатор, \dot{m}_c – массовый расход теплоносителя в радиаторе, m_c – масса охлаждающей жидкости, содержащейся в радиаторе, c_a – теплоемкость воздуха, c_c – теплоемкость теплоносителя (этиленгликоля), C_c – теплопроводность, $T_{a,e}$ – температура воздушного потока на выходе радиатора, $T_{a,i}$ – температура воздушного потока на входе радиатора, $T_{c,e}$ – температура охлаждающей жидкости на выходе радиатора, $T_{c,i}$ – температура охлаждающей жидкости на входе радиатора, ε – эффективность радиатора, G_a – производительность вентилятора, определяется ранее, исходя из конструктивных особенностей, dT_a/dt – изменение температуры воздуха в радиаторе, $m_c \cdot q_T$ – интенсивность теплообмена, $\Delta T = (T_1 - T_2)$ – разность температур первичного и вторичного теплоносителей.

Для теплообменного аппарата, в котором структура потоков соответствует моделям идеального перемешивания, математическая модель представляет собой систему двух уравнений, записанных для первичного и вторичного теплоносителей:

$$\left. \begin{aligned} m_c \cdot c_c \cdot \left(\frac{dT_{c,e}}{dt} \right) &= \dot{m}_c \cdot C_c \cdot (T_{c,i} - T_{c,e}) - F_{h_ex} \cdot K_{h_ex} \cdot (T_{c,e} - T_{a,e}), \\ m_a \cdot c_a \cdot \left(\frac{dT_{a,e}}{dt} \right) &= \dot{m}_a \cdot C_a \cdot (T_{a,i} - T_{a,e}) + F_{h_ex} \cdot K_{h_ex} \cdot (T_{c,e} - T_{a,e}), \end{aligned} \right\} \quad (44)$$

Величина $F_{h_ex} \cdot K_{h_ex} \cdot (T_1 - T_2)$ имеет знак «минус» в уравнении описания потока теплоносителя, который отдает тепло, и знак «плюс», если тепло воспринимается теплоносителем.

Математическая модель исследуемого теплообменника должна включать:

- уравнения теплового баланса;
- уравнения теплоотдачи;
- уравнение переходного режима (динамическая характеристика), показывающее, что при теплообмене в неустановившемся потоке, когда dQ_1 и dQ_2 , часть тепла аккумулируется стенкой в любой момент времени переходного режима [8].

Соответствующие уравнения записаны в виде

$$\left. \begin{aligned} T_{c,e} &= \frac{2}{\alpha_1 \cdot F_1} \cdot \frac{dQ_c}{dt} + 2 \cdot T_{st} - T_{c,i}, \\ T_{a,e} &= -\frac{2}{\alpha_2 \cdot F_2} \cdot \frac{dQ_a}{dt} + 2 \cdot T_{st} - T_{a,i}, \\ \int_{T_{st0}}^{T_{st}} dT_{st} &= T_{st} - T_{st0} = \frac{1}{G_{st} \cdot c_{st}} \cdot \int_0^t \left(\frac{dQ_c}{dt} - \frac{dQ_a}{dt} \right) dt, \\ \frac{dQ_c}{dt} &= \dot{m}_c \cdot C_c \cdot (T_{c,i} - T_{c,e}), \\ \frac{dQ_a}{dt} &= \dot{m}_a \cdot C_a \cdot (T_{a,e} - T_{a,i}), \end{aligned} \right\} \quad (45)$$

где: T_{st} , T_{st0} – текущая и начальная температура стенки радиатора, G_{st} – вес стенки, c_{st} – теплоемкость стенки радиатора, α_1 , α_2 – коэффициенты теплоотдачи теплоносителей.

Схема к уравнению теплового баланса для двигателя представлена на рисунке 16.

Уравнение, описывающее тепловой баланс в двигателе

$$m_e \cdot c_c \cdot \left(\frac{dT_{e,e}}{dt} \right) = \dot{m}_c \cdot C_c \cdot (T_{e,i} - T_{e,e}) + \dot{Q}_e, \quad (46)$$

здесь: m_e – масса теплоносителя в двигателе, $T_{e,i}$ и $T_{e,e}$ – температура теплоносителя на входе в двигатель и выходе из него, \dot{Q}_e – мощность тепловыделения двигателя.

Уравнения, описывающие тепловой баланс в трубопроводах представлены двумя системами уравнений (47) и (48), соответственно, для “Трубопровод1” и “Трубопровод2”:

$$\left. \begin{aligned} m_{p1} \cdot c_c \cdot \left(\frac{dT_{c,i}}{dt} \right) &= \dot{m}_c \cdot C_c \cdot (T_{e,e} - T_{c,i}) + \dot{Q}_{p1}, \\ \frac{dQ_{p1}}{dt} &= \dot{m}_c \cdot C_c \cdot (T_{e,e} - T_{c,i}), \\ T_{c,i} &= \frac{2}{\alpha_{p1} \cdot F_{p1}} \cdot \frac{dQ_{p1}}{dt} + 2 \cdot T_{p1st} - T_{e,e} \end{aligned} \right\} \quad (47)$$

$$\left. \begin{aligned} m_{p2} \cdot c_c \cdot \left(\frac{dT_{e,i}}{dt} \right) &= \dot{m}_c \cdot C_c \cdot (T_{c,e} - T_{e,i}) + \dot{Q}_{p2}, \\ \frac{dQ_{p2}}{dt} &= \dot{m}_c \cdot C_c \cdot (T_{c,e} - T_{e,i}), \\ T_{e,i} &= \frac{2}{\alpha_{p2} \cdot F_{p2}} \cdot \frac{dQ_{p2}}{dt} + 2 \cdot T_{p2st} - T_{c,e} \end{aligned} \right\} \quad (48)$$

в системах уравнений (47) – (48): m_{p1} , m_{p2} – массы охлаждающей жидкости, содержащиеся в i -ом трубопроводе, полагаем, что $m_{p1} \approx m_{p2}$, \dot{Q}_{p1} , \dot{Q}_{p2} – мощность тепловыделения i -ым трубопроводом.

Размерности всех величин, приведенных в статье и указанных в таблице 1, даны в системе СИ.

Таблица 1.

Значения используемых величин.

α_p	K_{qp}	η_{sp}	K_{zb}	p_b	V_s	E_s	K_{qm}	η_{vm}	K_{mm}	η_{mm}	I_f	B_f	R_{bl}
18	$6,679 \cdot 10^{-5}$	0,97	$4,667 \cdot 10^{-10}$	$24,0 \cdot 10^6$	$33,8 \cdot 10^{-6}$	$1,65 \cdot 10^{-6}$	$4,138 \cdot 10^{-6}$	0,91	$4,138 \cdot 10^{-6}$	0,892	0,39	1,95	0,325
r	m	z_f	b_{bl}	α_{bl}	η_f	A_f	$F_{h\ ex}$	$K_{h\ ex}$	x_0	M	K_s	U_0	μ_0
0,146	8,024	9	0,02	0,648	0,35	0,132	54,427	75	0	0,3	912	24	$1,257 \cdot 10^{-6}$
B	R	L'	N	a	d	g	d_v	ρ	μ_v	V_{s1}	V_{s2}	P_t	α
22	24	0,0237	200	0,01	0,015	0,001	$8 \cdot 10^{-3}$	890	0,82	$4,712 \cdot 10^{-4}$	$26 \cdot 10^{-6}$	$0,27 \cdot 10^6$	32
c_c	c_a	$T_{a,i}$	c_{st}	α_1	α_2	Q'_e	V_e	F_1	F_2				
3840	1005	60	915	75	55	157000	$7 \cdot 10^{-3}$	1,45	1,45				

Из полученных результатов видно, что для охлаждения двигателя мощностью 272 кВт (370 л.с.) необходим гидропривод с потребляемой мощностью 23 кВт. Данный привод обеспечивает поддержание допустимой температуры автомобильного двигателя в установленных границах +85-95°C. Промоделированные условия работы – максимальной нагрузка на а/м двигатель и максимальная температура окружающей среды - +60°C (Установившаяся температура а/м двигателя составила +90,41°C).

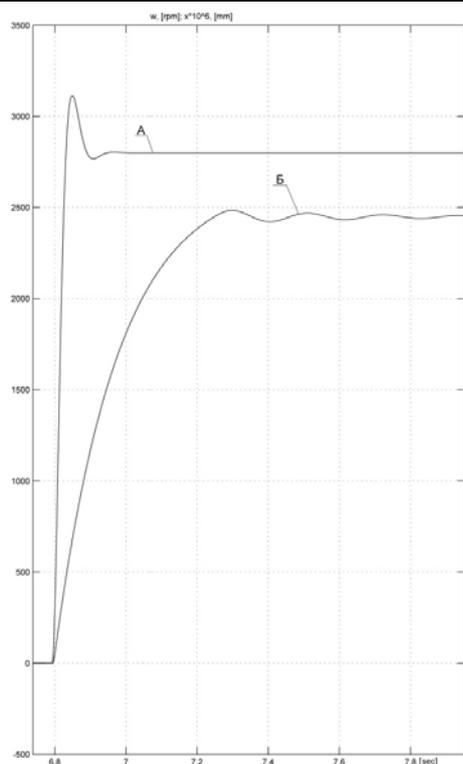


Рисунок 17 – Переходные процессы системы: А – перемещение золотника, Б – обороты вентилятора.

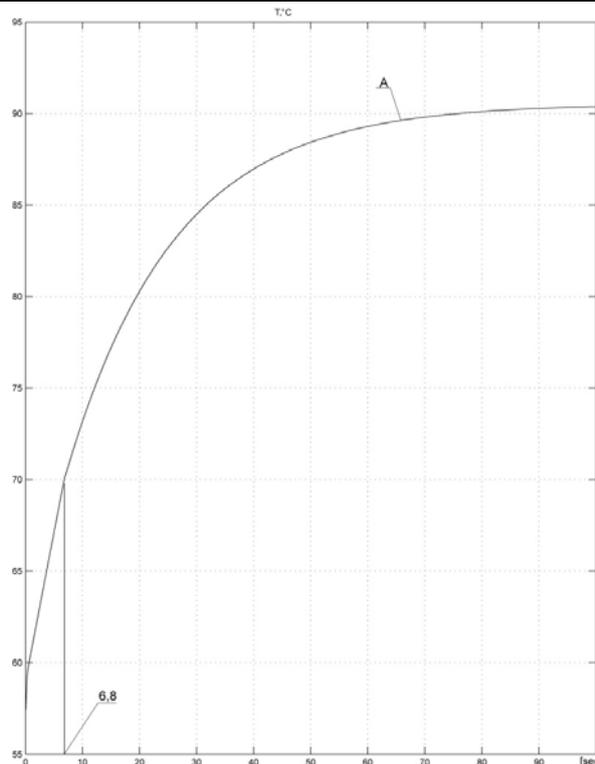


Рисунок 18 – Изменение температуры: А – температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя.

Полученная математическая модель может быть использована для анализа систем охлаждения автомобильных двигателей любой мощности с применением гидростатического привода.

Математическая модель пригодна для анализа системы охлаждения а/м двигателя при разных режимах работы а/м двигателя и разной окружающей температуры. Схема может быть использована для оптимизации систем охлаждения ДВС с гидроприводом.

В полученной математической модели коэффициенты α_1 , α_2 – коэффициенты теплоотдачи теплоносителей, были взяты из опыта проектирования теплообменных аппаратов. Для более точного представления их необходимо вычислять, используя теорию подобия, определяя коэффициент Nu.

Литература

1. Труханов К.А. Гидропривод вентилятора для системы охлаждения автомобильного двигателя. // Журнал «Известия МГТУ «МАМИ» Выпуск №2 (12) 2011.
2. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. –М.: Машиностроение, 1977 Учеб. для машиностроительных вузов 424 с. с ил.
3. Семенов С.Е. Электромеханические преобразователи электрогидравлических следящих приводов. –М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1997. – 27 с.: ил.
4. Janusz Zieba. Simulation of a Solenoid Actuator for a Device for Investigating Dynamic Air Permeability Through Flat Textile Products. // Technical University of Lodz. April/June 2003, Vol.11, No. 2(41).
5. Мошенцев Ю.Л. Теплообменные аппараты ДВС: Учебное пособие. – Николаев: Николаевская областная типография, 2006. – 431с, ил.
6. Кригер А.М. Жидкостное охлаждение автомобильных двигателей Текст. М.Е. Дискин, А.Л. Новенников, В.И. Пикус М. Машиностроение, 1985. 176 с.
7. М. Н. Salah, Т. Н. Mitchell, J. R. Wagner, Ph.D., PE, and D. M. Dawson, Ph.D. Nonlinear Control Strategy for Advanced Vehicle Thermal Management Systems. // Automotive Research Laboratory Departments of Mechanical and Electrical Engineering Clemson University, Clemson, SC. 2007.

8. Турупалов В.В., Чернышев Н.Н., Прядко А.А. Математическое описание процесса теплообмена в противоточных теплообменных аппаратах. // Научные труды ДонНТУ. Выпуск 21 (183), 2011.

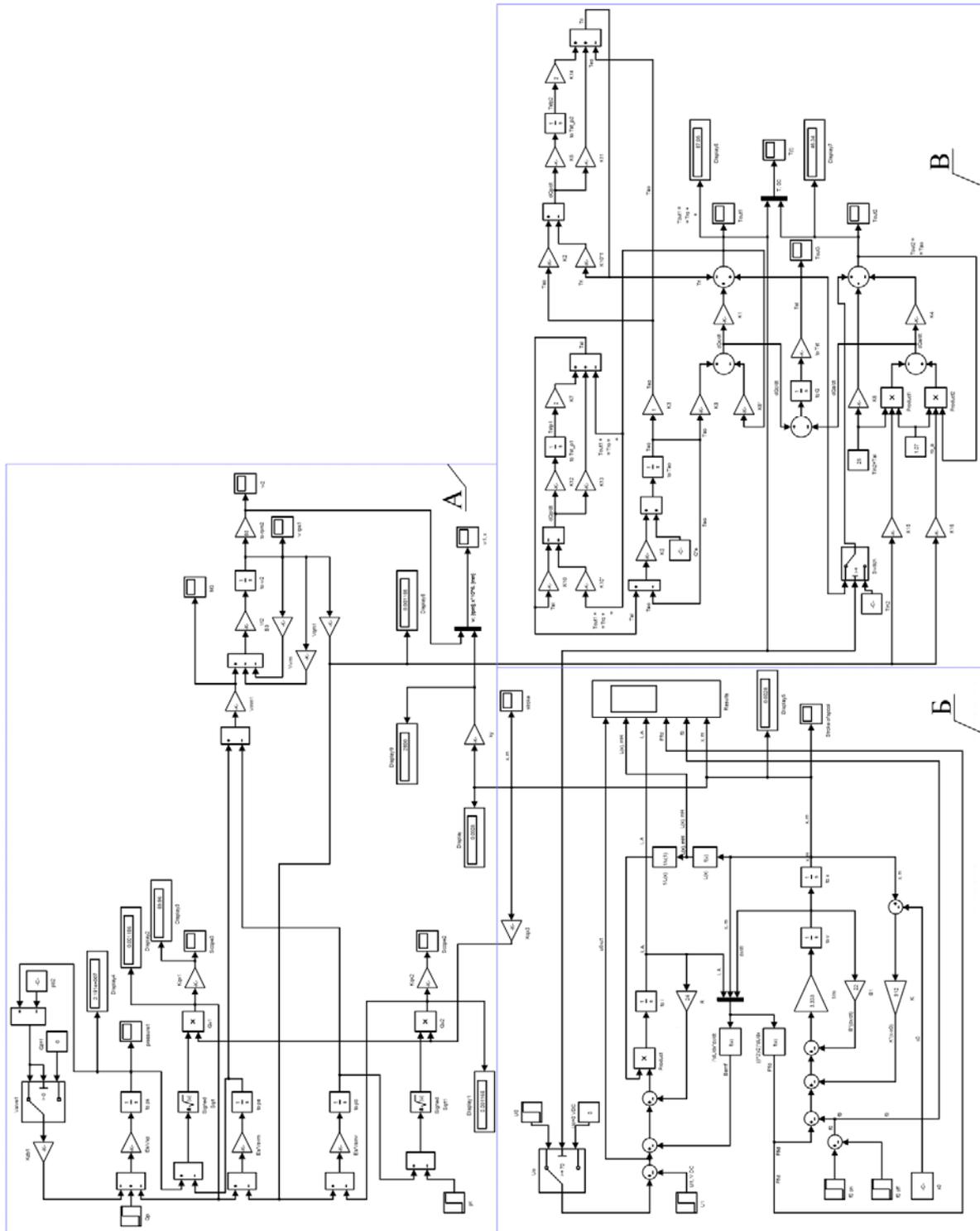


Рисунок 19 – Структурная схема гидропривода системы охлаждения автомобильного двигателя с гидроприводом вентилятора: А – схема моделирования гидропривода; Б – схема моделирования дискретного гидрораспределителя; В – схема моделирования теплового радиатора системы