

Никольский Владислав Олегович, студент МГТУ им. Н.Э.Баумана,

Россия, г. Москва

Гонтарев Андрей Вадимович, студент МГТУ им. Н.Э.Баумана,

Россия, г. Москва

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОБЪЕМНОГО КПД ГИДРОМОТОРА НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИВОДА СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

Аннотация: Объектом исследования является гидропривод системы охлаждения двигателя транспортного средства с дискретным управлением.

Целью данной статьи является изучение влияния объемного КПД гидромотора на динамические характеристики гидропривода системы охлаждения двигателя транспортного средства. Данное исследование выполняется благодаря составлению математической модели гидропривода с дальнейшим варьированием коэффициентов, входящих в ее блок схему и зависящих от объемного КПД гидромотора в прикладном пакете Matlab Simulink.

В результате было получено, что при уменьшении объемного КПД гидромотора наблюдается негативное влияние на параметры переходного процесса гидропривода системы охлаждения: снижается быстродействие, увеличивается величина перерегулирования и динамическая ошибка.

Можно сделать вывод, что увеличение утечек и перетечек в гидромоторе не только понижает его общий КПД, но и негативно влияет на работу всего привода, снижая его быстродействие и увеличивая динамическую ошибку переходного процесса.

Ключевые слова: гидропривод, объемный КПД, гидромотор, система охлаждения.

Annotation: The object of research is a hydraulic drive of the vehicle engine cooling system with discrete control.

The purpose of this article is to study the influence of the volumetric efficiency of a hydraulic motor on the dynamic characteristics of the hydraulic drive of the vehicle engine cooling system. This research is performed by compiling a mathematical model of a hydraulic drive with further variation of the coefficients included in its block diagram and depending on the volumetric efficiency of the hydraulic motor in the Matlab Simulink application package.

As a result, it was found that when the volumetric efficiency of the hydraulic motor decreases, there is a negative effect on the parameters of the transition process of the hydraulic drive of the cooling system: the speed decreases, the amount of over-regulation and the dynamic error increases.

It can be concluded that an increase in leaks and overflows in the hydraulic motor not only reduces its overall efficiency, but also negatively affects the operation of the entire drive, reducing its speed and increasing the dynamic error of the transition process.

Keywords: hydraulic drive, volumetric efficiency, hydraulic motor, cooling system.

Математическая модель гидропривода

Принципиальная схема гидропривода вентилятора с клапаном плавного пуска указана на рисунке 1 [1, с. 12].

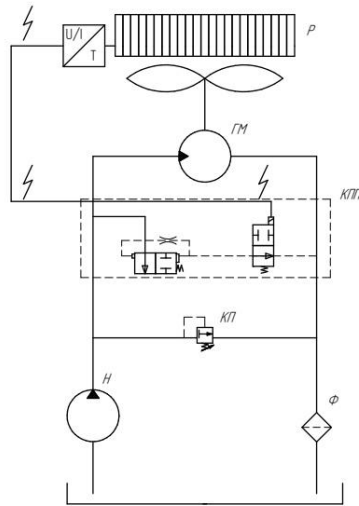


Рисунок 1. Принципиальная схема гидропривода вентилятора с клапаном плавного пуска

На рисунке 1: Н – насос; КП – предохранительный клапан, КПП – клапан плавного пуска; ГМ – гидромотор, Р – радиатор.

Блок схема 1 математического модели привода. Переход от напряжения к перемещению золотника осуществим рассматривая электрическую часть подсистемы клапана плавного пуска. Для этого составляем электрическую и структурную схему катушки электромагнита (см. рисунок 2).

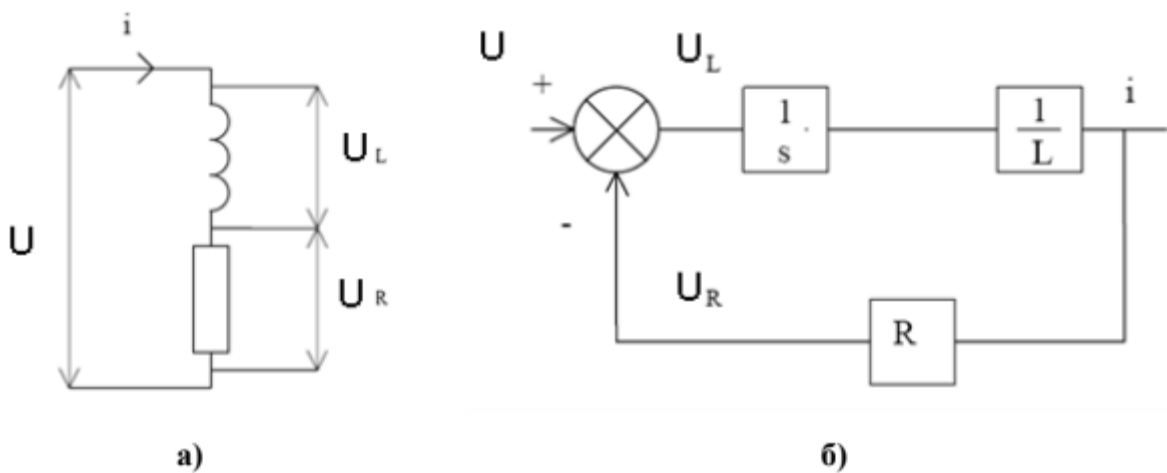


Рисунок 2. Электрическая (а) и структурная (б) схема катушки клапана плавного пуска

Описывая полученную схему, имеем:

$$U = UR + UL = iR + L \frac{di}{dt}, \quad (1)$$

где i – сила тока в цепи;

R – активное сопротивление катушки электромагнита;

L – индуктивность катушки электромагнита.

Электродвижущая сила $FЭ$ пропорциональна току в обмотке катушке i см.

уравнение т.е.:

$$FЭ \approx i, \quad (2)$$

$$L = \frac{U-iR}{di/dt}, \quad (3)$$

$$\frac{1}{L} = ai + b, \quad (4)$$

$$\frac{di}{dt} = \frac{U-iR}{L} = (ai + b) \cdot (U - iR), \quad (5)$$

где a и b – коэффициенты линеаризации.

Если учитывать линейный характер изменения индуктивности от тока в обмотке, то можно ввести коэффициент пропорциональности $KiL = 4,4$ Гн/А (см. рисунок 3).

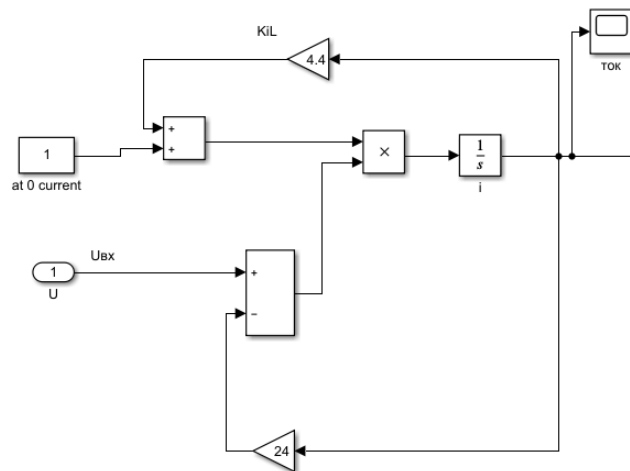


Рисунок 3. Блок-схема электрического контура катушки электромагнита

Уравнение движения пилотного золотника клапана плавного пуска представлено ниже [2, с. 424]:

$$FЭ - C_{прзп} \cdot x_3 - b_{гр1} \cdot \frac{dx_3}{dt} - P_{згд} = m_3 \cdot \frac{d^2x_3}{dt^2}, \quad (6)$$

$$P_{згд} = 2 \cdot C_{гд} \cdot x_{3,max}, \quad (7)$$

$$C_{гд} = \mu_3 \cdot b_{ок.сумм.} \cdot (p_H - p_C) \quad (8)$$

где, x_3 – линейное перемещение золотника;
 $x_{3.max}$ – максимальное перемещение золотника;
 m_3 – масса пилотного золотника;
 $C_{прзп}$ – коэффициент жесткости пружины золотника;
 $b_{тр1}$ – коэффициент трения для золотника;
 $P_{згд}$ – гидродинамическая сила на золотник;
 $C_{гд}$ – жесткость гидродинамической пружины;
 $b_{ок.сумм.}$ – суммарная ширина окон в гильзе золотника;
 p_H и p_C – давление питания и слива соответственно.

Блок схема математической модели для определения положения пилотного золотника клапана плавного пуска представлена на рисунке 4.

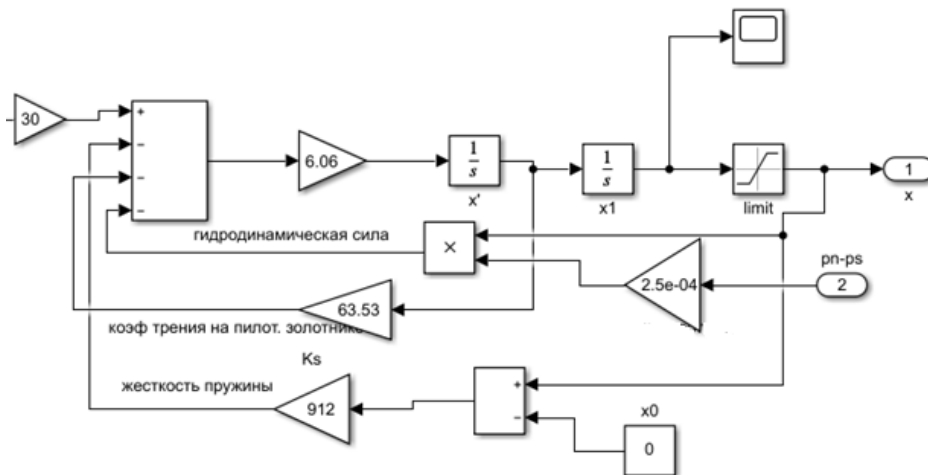


Рисунок 4. Блок-схема математической модели положения пилотного золотника клапана плавного пуска

Далее составим уравнение баланса расходов РЖ:

$$Q_H = Q_{ГМ} + Q_{зп} - \frac{V}{E_s} \cdot \frac{dp_2}{dt}; \quad (9)$$

Откуда получаем:

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{V}{E_s} \cdot (Q_H - Q_{ГМ} - Q_{кл}). \quad (10)$$

$$p_2 = \int \frac{V}{E_s} \cdot (Q_H - Q_{ГМ} - Q_{кл}) dt. \quad (11)$$

где Q_H – подача насоса;

$Q_{ГМ}$ – расход гидромотора;

$Q_{зп}$ – расход рабочей жидкости через главный золотник клапана плавного пуска;

$Q_{кл}$ – количество рабочей жидкости проходящей через клапан;

V – объем жидкости в трубопроводах и элементах гидросистемы;

E_s – модуль объемной упругости РЖ;

p_2 – давление в напорной линии.

Расход рабочей жидкости $Q_{зп}$ через главный золотник клапана плавного пуска найдем как

$$Q_{зп} = x_{зп} \cdot K_{зп} \cdot \sqrt{(p_H - p_{сл})}, \quad (12)$$

где $K_{зп}$ – коэффициент, значение которого находится по известной формуле:

$$K_{зп} = \mu_{зп} \cdot \pi \cdot d_{зп} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (13)$$

где $\mu_{зп}$ – коэффициент расхода;

$d_{зп}$ – диаметр запорного элемента клапана плавного пуска;

ρ – плотность рабочей жидкости.

Вращающий момент M_m , развиваемый гидромотором, равен сумме моментов, создающих нагрузку на валу гидромотора:

$$M_m = M_I + M_{тр} + M_L, \quad (14)$$

где M_I – момент от действия инерционной нагрузки;

$M_{тр}$ – момент, вызванный трением в гидромоторе и в опорах вентилятора;

M_L – момент, создаваемый вентилятором.

По известным формулам, получаем:

$$M_m = K_{qm} \cdot \Delta p \cdot \eta_{ММ}, \quad (15)$$

$$M_L = \rho_{возд} \cdot F_{\phi} \cdot R_{вн} \cdot V_B^2 = const, \quad (16)$$

$$M_I = I_m \cdot \frac{dw_B}{dt}, \quad (17)$$

$$M_{тр} = K_{трм} \cdot \omega_m, \quad (18)$$

где K_{qm} – характерный объем гидромотора;

Δp – перепад давления на гидромоторе;

$\eta_{мм}$ – гидромеханический КПД гидромотора;

$\rho_{возд}$ – плечо действия силы от вентилятора;

F_{ϕ} – сила на вентиляторе, создающая нагрузку;

ω_B – угловая скорость вращения вентилятора;

I_m – момент инерции вентилятора;

$K_{трм}$ – коэффициент трения;

Получаем:

$$M_m = I_m \cdot \frac{d\omega_m}{dt} + K_{трм} \cdot \omega_m + M_L \quad (19)$$

Блок схема уравнения гидромотора представлена на рисунке 5.

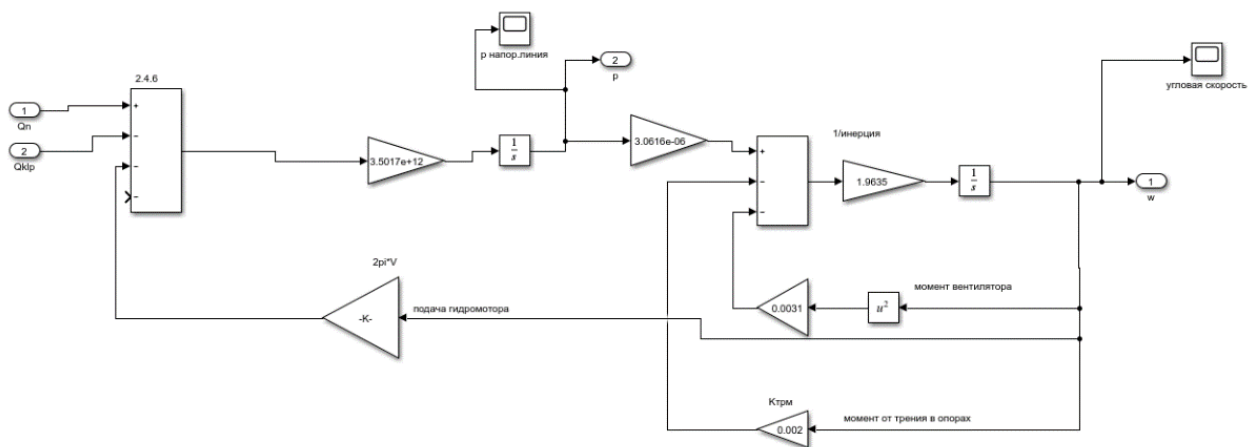


Рисунок 5. Блок схема гидромотора

Общая схема привода представлена на рисунке 6, где 1 – субструктура связи входного сигнала и перемещения золотника клапана плавного пуска, 2 – субструктура математической модели гидромотора [3, с. 11].

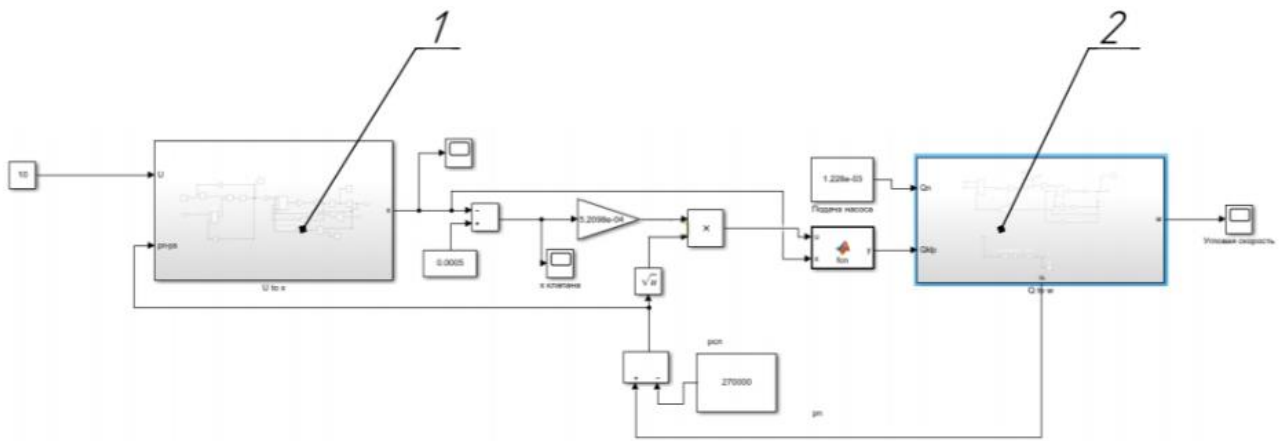


Рисунок 6. Общая схема привода

Исследование влияния объемного КПД гидромотора на динамические характеристики привода

В ходе выполнения исследования в уже готовой математической модели привода происходило варьирование коэффициентов, зависящих от объемного КПД гидромотора. Диапазон варьирования объемного КПД гидромотора был выбран $\eta_{об.2} = 0,65; 0,7; 0,75; 0,8; 0,85$. Результаты математического моделирования представлены на рисунках 7 и 8.

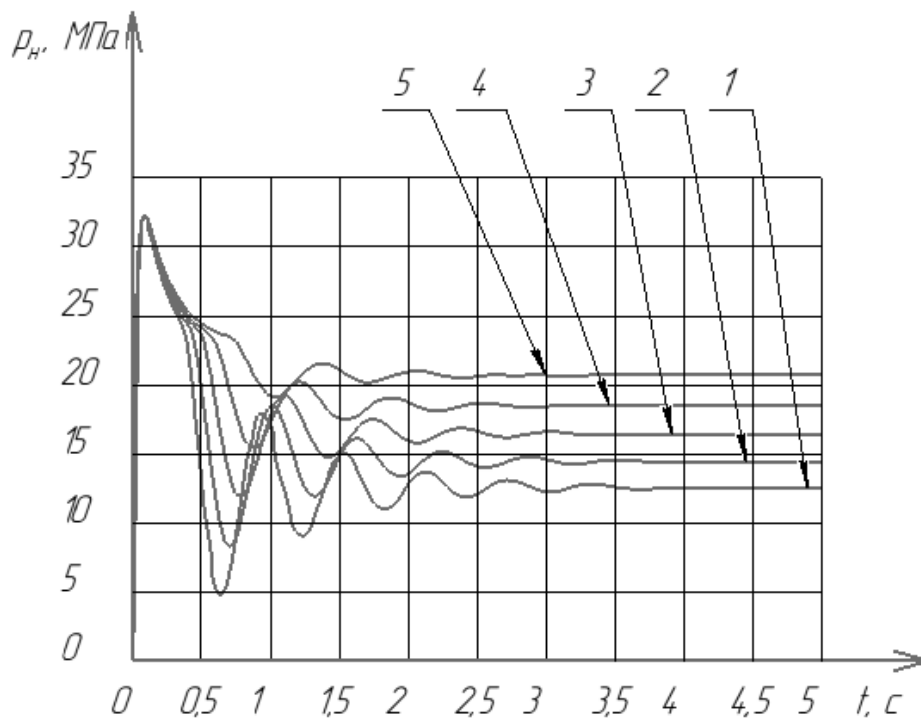


Рисунок 7. Переходные процессы давления в напорной линии при различных значениях объемного КПД гидромотора

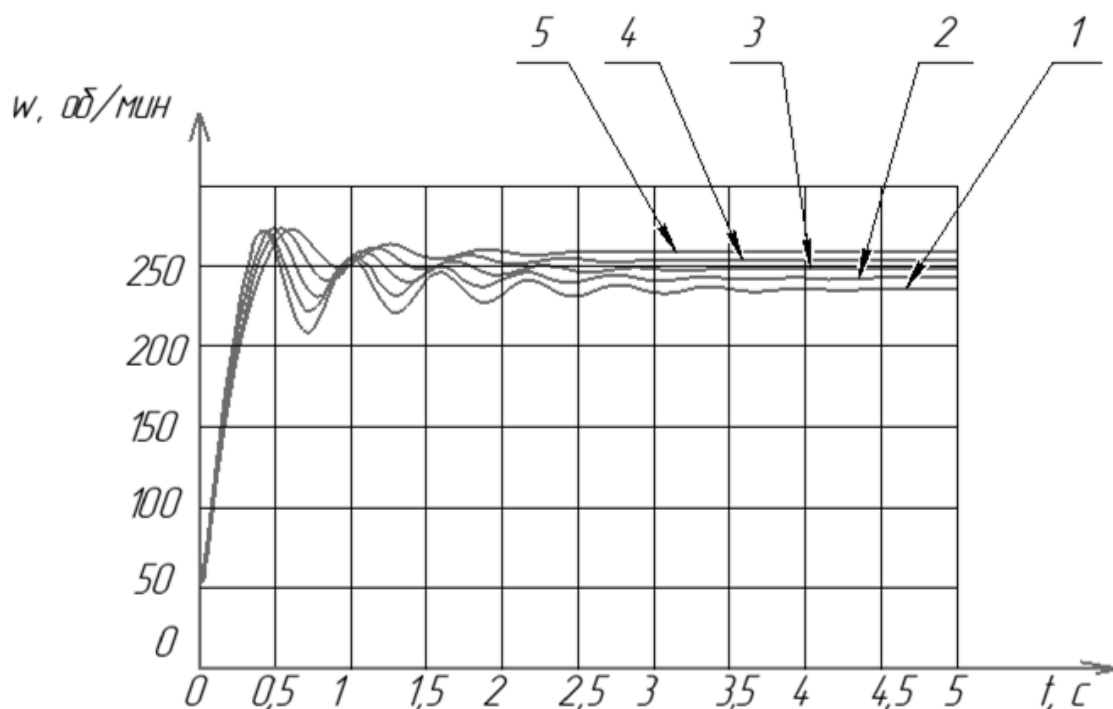


Рисунок 8. Переходные процессы угловой скорости гидромотора при различных значениях объемного КПД гидромотора

Далее, после получения графиков переходных процессов была произведена оценка параметров переходных процессов угловой скорости вращения вала гидромотора: времени переходного процесса, величины перерегулирования и максимальной динамической ошибки. (см. таблицу 1)

Таблица 1. Результаты исследования влияния объемного КПД гидромотора на динамические характеристики привода

	Время переходного процесса, с	Величина перерегулирования, рад/с-1	Динамическая ошибка, %
$\eta_{об.2} = 0,65$	2,91	33,4	14,84
$\eta_{об.2} = 0,70$	2,53	26,8	11,60
$\eta_{об.2} = 0,75$	2,32	23	9,55
$\eta_{об.2} = 0,75$	2,05	18,1	7,41
$\eta_{об.2} = 0,85$	1,78	12,8	5,36

Библиографический список:

1. Труханов, К.А. Гидропривод вентилятора для системы охлаждения автомобильного двигателя / К.А. Труханов // Известия МГТУ «МАМИ». – 2011.
2. Попов, Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: учебник для машиностроительных вузов / Д.Н. Попов. – М. : Машиностроение, 1977.
3. Труханов, К.А. Математическое моделирование гидропривода вентилятора для системы охлаждения автомобильного двигателя / К.А. Труханов // Известия МГТУ «МАМИ». – 2012.