



УДК 621.225.001.1

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОПРИВОДА ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

Панченко А.И., д.т.н.,

Волошина А.А., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0169) 42-04-42

Аннотация – работа посвящена разработке математической модели гидропривода вращательного действия для исследования динамики изменения его выходных характеристик.

Ключевые слова – физическая модель, математическая модель, гидропривод, насос, гидромотор, предохранительный клапан.

Постановка проблемы. В процессе развития производства отечественного гидрооборудования сформировались традиционные его потребители: станкостроение со сложившимися конструктивными формами гидрооборудования, сельскохозяйственное и строительно-дорожное машиностроение. В несколько меньших масштабах, но с большими потенциальными возможностями развивается гидрооборудование горного машиностроения, особенно в угольной промышленности.

Недостаточно широкое применение силовых гидроприводов, как у нас в стране, так и за рубежом, объясняется ограниченной номенклатурой гидроагрегатов и их конструктивным выполнением. Качество гидропривода в большей мере определяется его динамическими характеристиками. Поэтому, большого внимания заслуживают вопросы расчета и исследования динамических процессов, возникающих в гидравлических системах и их элементах. В этой связи необходимо разработать математические модели отдельных элементов и гидропривода в целом, описывающих динамику изменения его выходных характеристик.

Цель работы. Разработка математических моделей отдельных элементов и гидропривода в целом для исследования динамики изменения его выходных характеристик.

Основная часть. Физические процессы, протекающие в гидроприводах и их элементах в процессе работы, всегда связаны с движе-

нием рабочей жидкости по трубопроводам, по каналам с местными сопротивлениями, через окна и щели гидравлических устройств. Составляя математическую модель гидропривода необходимо рассматривать различные гидромеханические и динамические явления, такие как забросы и колебания давления, пульсации расходов, воздействие потоков рабочей жидкости на элементы гидропривода, которыми сопровождается течение рабочей жидкости. Математическое описание гидромеханических процессов основано на известных из механики жидкости общих уравнениях движения сплошной среды с использованием экспериментальных значений коэффициентов гидравлических сопротивлений, коэффициентов расходов и коэффициентов гидродинамических сил [1].

Для разработки математической модели гидропривода рассмотрим математические модели, составленные на основе уравнений неразрывности потоков, перемещения подвижных частей элементов гидропривода и уравнений расхода через гидравлическую аппаратуру [1,2].

1. Математическая модель насоса.

На рис. 1 представлена физическая модель насоса. Математическая модель насоса представляется уравнением подачи насоса $Q_{н.г}(t)$

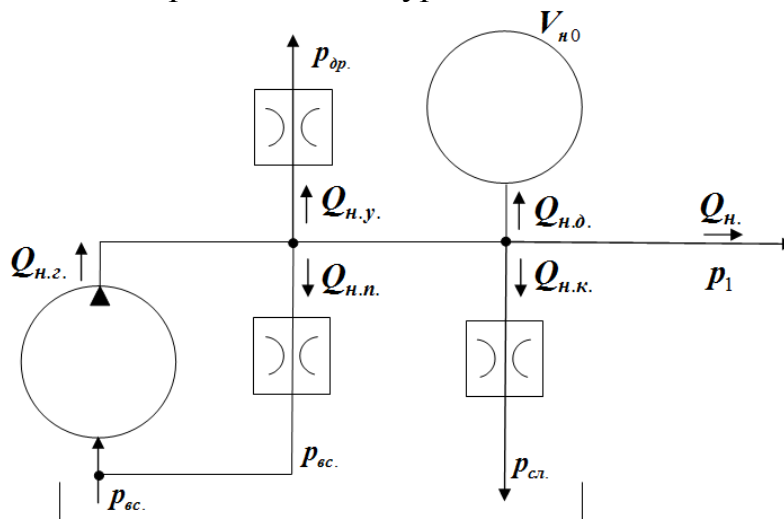


Рис. 1. Физическая модель насоса.

и имеет вид [3]

$$Q_n(t) = Q_{н.г}(t) - Q_{н.п}(t) - Q_{н.к}(t) - Q_{н.д}(t), \quad (1)$$

где $Q_{н.г}(t)$ – геометрическая подача насоса (изменяется только при регулировании насоса или от изменения угловой скорости приводного двигателя);

$Q_{н.п}(t)$ – расход утечек (в дренажную магистраль);

$Q_{н.к}(t)$ – расход перетечек (во всасывающую магистраль);

$Q_{н.к}(t)$ – расход, вызванный компрессией рабочей жидкости;

$Q_{н.д}(t)$ – деформационный расход;

Геометрическая подача насоса $Q_{н.г}(t)$ определяется из выражения

$$Q_{н.г}(t) = \frac{V_{н0}}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e, \quad (2)$$

где $V_{н0}$ – рабочий объем насоса;

$\omega_n(t)$ – угловая скорость вала насоса;

e – параметр регулирования (для нерегулируемого насоса $e=1$).

Расходы утечек $Q_{н.у}(t)$ и перетечек $Q_{н.п}(t)$ в насосе определяются из выражений

$$Q_{н.у}(t) = C_{н.у} \cdot [p_1(t) - p_{др}], \quad (3)$$

$$Q_{н.п}(t) = C_{н.п} \cdot [p_1(t) - p_{вс}], \quad (4)$$

где $C_{н.у}$, $C_{н.п}$ – коэффициенты утечек и перетечек;

p_1 – давление рабочей жидкости, развиваемое насосом в напорной магистрали;

$p_{вс}$ – давление во всасывающей магистрали, на входе в насос;

$p_{др}$ – давление в дренажной магистрали гидросистемы;

Расход $Q_{н.к}(t)$, вызванный компрессией и декомпрессией рабочей жидкости, определяется из выражения

$$Q_{н.к}(t) = C_n \cdot [p_1(t) - p_{сл}] \frac{\omega_n(t)}{E_{жс}}, \quad (5)$$

где C_n – коэффициент пропорциональности,

$$C_n = \frac{(2W_{н.м} + W_n)}{2},$$

где $W_{н.м}$ – характерный «мертвый» объем насоса, $W_{н.м} = V_{н.м} / (2 \cdot \pi)$;

где $V_{н.м}$ – «мертвый объем», составляет до 10% от рабочего объема насоса, $V_{н.м} = 0,1 \cdot V_{н0}$;

W_n – характерный объем насоса, $W_n = V_{н0} / (2 \cdot \pi)$,

$p_{сл}$ – давление в сливной магистрали гидросистемы;

$E_{жс}$ – объемный модуль упругости двухфазной рабочей жидкости.

Уравнение для определения модуля упругости двухфазной рабочей жидкости имеет вид [3]

$$E_{жс} = K(p_1 + 1) \cdot (Ap_1 + B) \cdot \frac{(1 - m_0) \cdot D_1 + m_0 \cdot D_2}{K(p_1 + 1) \cdot (1 - m_0) \cdot D_1 + m_0 (Ap_1 + B) \cdot D_2}, \quad (6)$$

где $D_1 = \sqrt[A]{\frac{Ap_0 + B}{Ap_1 + B}}$, $D_2 = \sqrt[K]{\frac{p_0 + 1}{p_1 + 1}}$;

K – показатель политропы, $K=1 \dots 1,4$, (принимается $K=1,2$);

A и B – параметры рабочей жидкости, зависящие от типа масла и рабочей температуры системы;

m_0 – содержание нерастворенного воздуха в рабочей жидкости в относительных единицах;

p_0 – начальное давление (атмосферное давление), $p_0=0,1$ МПа.

Деформационный расход $Q_{н.д}(t)$ в насосе, обусловленный сжатием рабочей жидкости определяется из выражения

$$Q_{н.д}(t) = \frac{V_n}{E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt},$$

где V_n – объем рабочей жидкости в полости насоса, $V_n = 0,5 \cdot V_{н0}$.

$$Q_{н.д}(t) = \frac{V_{н0}}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}. \quad (7)$$

Таким образом, математическую модель насоса можно представить уравнениями расходов [3]:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_n(t) = Q_{н.з}(t) - Q_{н.у}(t) - Q_{н.н}(t) - Q_{н.к}(t) - Q_{н.д}(t), \\ Q_{н.з}(t) = \frac{V_{н0}}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e, \\ Q_{н.у}(t) = C_{н.у} \cdot [p_1(t) - p_{dp}], \\ Q_{н.н}(t) = C_{н.н} \cdot [p_1(t) - p_{вс}], \\ Q_{н.к}(t) = C_n \cdot [p_1(t) - p_{сл}] \frac{\omega_n(t)}{E_{жс}}, \\ Q_{н.д}(t) = \frac{V_{н0}}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}, \end{array} \right. \quad (8)$$

Из уравнения расходов геометрическая подача насоса равна

$$Q_{н.з}(t) = Q_{н.у}(t) + Q_{н.н}(t) + Q_{н.к}(t) + Q_{н.д}(t) + Q_n(t).$$

При подстановке в полученное выражение значения всех составляющих расходов, получим количество жидкости, подводимое к гидромотору

$$Q_n(t) = \frac{V_{н0}}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e - C_{н.у} \cdot [p_1(t) - p_{dp}] - C_{н.н} \cdot [p_1(t) - p_{вс}] - C_n \cdot \frac{\omega_n(t)}{E_{жс}} \cdot [p_1(t) - p_{сл}] - \frac{V_{н0}}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}.$$

2. Математическая модель предохранительного клапана

На рис. 2 представлена физическая модель предохранительного клапана. Расход через открытый клапан определяется выражением [4]

$$Q_{кл}(t) = \mu \cdot \pi \cdot d_n \cdot x(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_{сл}]}, \quad (9)$$

где μ – коэффициент расхода от числа Рейнольдса;

d_n – диаметр плунжера;

$x(t)$ – перемещение плунжера от его закрытого положения;

$p_1(t)$ – давление, без учета гидравлических сопротивлений принимается одинаковым во всех сечениях напорной линии;

$p_{сл}$ – давление слива;

ρ – плотность рабочей жидкости.

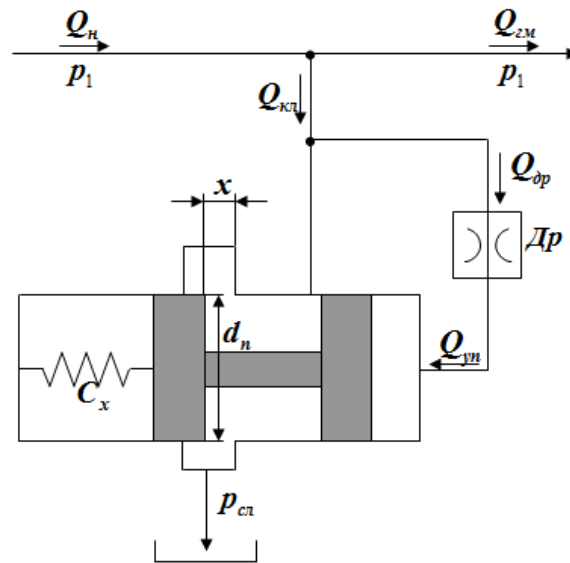


Рис. 2. Физическая модель предохранительного клапана.

Деформационный расход, определяемый сжимаемостью рабочей жидкости, определяется из выражения

$$Q_{сж} (t) = \frac{V_{mp}}{E_{жс}} \frac{dp_1}{dt}, \quad (10)$$

где V_{mp} – объем рабочей жидкости в трубопроводах от источника питания к гидромотору и предохранительному клапану.

Расход через демпфирующий дроссель

$$Q_{др} (t) = K_{др} \cdot [p_{др} (t) - p_{сл}], \quad (11)$$

где $K_{др}$ – проводимость дросселя. При ламинарном течении рабочей жидкости в дросселе,

$$K_{др} = \frac{\pi \cdot d_{др}^4}{128 \mu_{жс} \cdot l},$$

где $d_{др}$ – диаметр дроссельного отверстия;

$\mu_{жс}$ – динамический коэффициент вязкости;

l – длина дросселя.

Расход, необходимый для управления клапаном, определяется из выражения

$$Q_{yn} (t) = S_{nl} \frac{dx}{dt},$$

где S_{nl} – эффективная площадь плунжера.

При малом объеме демпфирующей полости можно пренебречь сжимаемостью рабочей жидкости в этом объеме. Тогда расход дросселя можно записать в виде

$$Q_{др} (t) = S_{nl} \frac{dx}{dt}.$$

Так как, расход, необходимый для управления клапаном $Q_{yn}(t)$ равен расходу через дроссель $Q_{dp}(t)$, получим

$$K_{dp} \cdot [p_{dp}(t) - p_{cl}] = S_{nl} \frac{dx}{dt}.$$

Тогда, при $p_{cl}=0$

$$K_{dp} \cdot p_{dp}(t) = S_{nl} \frac{dx}{dt}.$$

Откуда
$$p_{dp}(t) = \frac{S_{nl}}{K_{dp}} \frac{dx}{dt}. \tag{12}$$

Непрерывность расходов при открытом предохранительном клапане [4]

$$Q_n(t) = Q_{zm}(t) + Q_{кл}(t) + Q_{сжс}(t) + Q_{yn}(t), \tag{13}$$

где $Q_n(t)$ – количество рабочей жидкости, поступающий от насоса к гидромотору;

$Q_{zm}(t)$ – количество рабочей жидкости, подводимое к гидромотору.

Таким образом, математическую модель предохранительного клапана можно представить системой уравнений [4]:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_n(t) = Q_{zm}(t) + Q_{кл}(t) + Q_{сжс}(t) + Q_{yn}(t), \\ Q_{кл}(t) = \mu \cdot \pi \cdot d_n \cdot x(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_{cl}]}, \\ Q_{сжс}(t) = \frac{V_{mp}}{E_{жс}} \frac{dp_1}{dt}, \\ Q_{dp}(t) = K_{dp} \cdot [p_{dp}(t) - p_{cl}], \quad K_{dp} = \frac{\pi \cdot d_{dp}^4}{128 \mu_{жс} \cdot l}, \\ Q_{yn}(t) = S_{nl} \frac{dx}{dt}, \\ p_{dp}(t) = \frac{S_{nl}}{K_{dp}} \frac{dx}{dt}. \end{array} \right. \tag{14}$$

Уравнение движения плунжера имеет вид

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = S_{nl} \cdot [p_1(t) - p_{dp}(t) - F_{np}(t) - F_{z0}(t) - F_{mp}],$$

где m – масса подвижных частей клапана;

$F_{np}(t)$ – сила пружины, $F_{np}(t) = C \cdot [x(t) - x_0]$;

где C – жесткость пружины;

x_0 – величина предварительного сжатия пружины, т.е. размер, на который плунжер должен переместиться от своей опоры до положения начала слива рабочей жидкости;

$F_{z\theta}(t)$ – гидродинамическая сила

$$F_{z\theta}(t) = 2\mu_{жс}^2 \cdot \pi \cdot d_n \cdot x(t) \cdot p_1(t) \cdot \cos\theta,$$

где θ – угол между вектором скорости потока, проходящего через щель и осью плунжера, $\theta=69^\circ$;

$$F_{mp} – \text{сила трения, } F_{mp} = F_{mp0} \cdot \text{sign} \frac{dx}{dt},$$

где F_{mp0} – модуль силы трения, $F_{mp0} = 0,03S_n \cdot p_{1(\text{номин})}$

$$\text{sign} \frac{dx}{dt} = \begin{cases} +1 & \text{при } \frac{dx}{dt} > 0 \\ -1 & \text{при } \frac{dx}{dt} < 0 \end{cases} .$$

Представленная математическая модель системы (14) является нелинейной ввиду нелинейности уравнения (9) и силы трения. Если уравнения (9 - 14) решить относительно одной переменной, то получим нелинейное дифференциальное уравнение 3-го порядка. Для получения единственного решения уравнения 3-го порядка или системы уравнений (9 - 14) необходимо иметь 3 начальных условия.

Начальные условия можно определить из уравнений статики и физической картины функционирования исследуемого объекта.

В установившемся режиме (при $\dot{x}(0) = \ddot{x}(0) = 0$) выражения (9 - 14) примут вид:

$$Q_n(0) - Q_{z.m}(0) = \Delta Q(0) = \mu \cdot \pi \cdot d_n \cdot x(0) \cdot \sqrt{\frac{2p_1(0)}{\rho}}, \quad (15)$$

$$p_{op}(0) = 0, \quad (16)$$

$$S_{nl} \cdot p_1(0) - C[x(0) + x_0] - 2 \cdot \mu \cdot \pi \cdot d_n x(0) \cdot p_1(0) \cdot \cos\theta = 0. \quad (17)$$

При заданных $\Delta Q(0)$ (входное воздействие) и $p_1(0)$ (начальное условие), находим третье начальное условие

$$x(0) = \frac{\Delta Q(0)}{\mu \cdot \pi \cdot d_n \cdot \sqrt{\frac{2p_1(0)}{\rho}}}. \quad (18)$$

Величина положительного перекрытия клапана из выражения (17) равна

$$x_0 = \frac{S_{nl} \cdot p_1(0) - C \cdot x(0) - 2 \cdot \mu^2 \cdot \pi \cdot d_n x(0) \cdot p_1(0) \cdot \cos\theta}{C}. \quad (19)$$

Таким образом, начальными условиями для исследуемой системы являются: $x(0)$, $x(0)=0$ и $p_1(0)$.

3. Математическая модель гидромотора

Физическая модель гидромотора представлена на рис. 3.

Уравнение расходов гидромотора [5]:

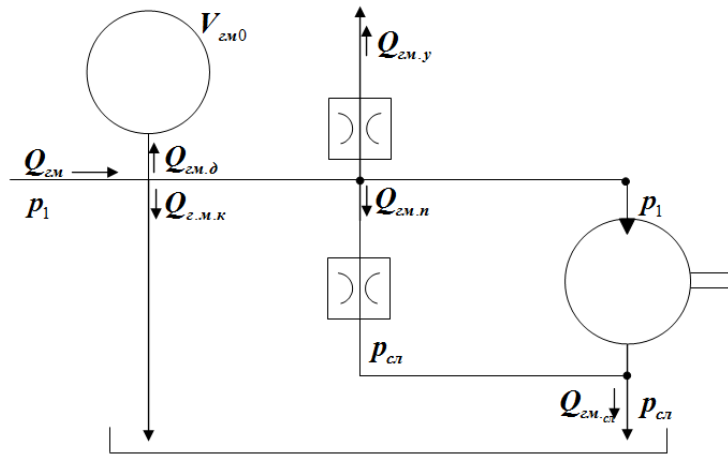


Рис. 3. Физическая модель гидромотора.

$$Q_{zm}(t) = Q_{zm,cl}(t) + Q_{zm,y}(t) + Q_{zm,n}(t) + Q_{zm,k}(t) + Q_{zm,delta}(t), \quad (20)$$

где $Q_{zm,y}(t)$ – утечки (в корпус),

$$Q_{zm,y}(t) = C_{zm,y} \cdot p_1(t),$$

где $C_{zm,y}$ – коэффициент утечек;

$Q_{zm,n}(t)$ – перетечки,

$$Q_{zm,n}(t) = C_{zm,n} [p_1(t) - p_{cl}(t)];$$

где $C_{zm,n}$ – коэффициент перетечек;

$Q_{zm,k}(t)$ – расход, вызванный компрессией рабочей жидкости,

$$Q_{zm,k}(t) = \frac{C_{zm} \cdot \omega_{zm}(t) \cdot [p_1(t) - p_{cl}(t)]}{E_{жс}},$$

где C_{zm} - коэффициент пропорциональности;

$$C_{zm} = \frac{(2W_{zm,m} + W_{zm})}{2},$$

где W_{zm} – характерный объем гидромотора, $W_{zm} = 0,5 \cdot V_{zm,0} / \pi$,

$W_{zm,m}$ – характерный «мертвый» объем гидромотора,

$$W_{zm,m} = 0,5 \cdot V_{zm,m} / \pi;$$

$V_{zm,0}$ – рабочий объем гидромотора;

$V_{zm,m}$ – «мертвый» объем гидромотора, составляет до 1% для планетарного гидромотора, т.е. $V_{zm,m} = 0,01 \cdot V_{zm,0}$;

$Q_{zm,delta}(t)$ – деформационный расход,

$$Q_{zm,delta}(t) = \frac{V_{zm,0}}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}.$$

Количество жидкости, выходящее из гидромотора на слив, определяется выражением

$$Q_{zm,cl}(t) = \frac{V_{zm,0}}{2\pi} \cdot \omega_{zm}(t).$$

Математическую модель гидромотора можно представить системой уравнений [5]:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{2M}(t) = Q_{2M.cl}(t) + Q_{2M.y}(t) + Q_{2M.n}(t) + Q_{2M.k}(t) + Q_{2M.d}(t), \\ Q_{2M.y}(t) = C_{2M.y} \cdot p_1(t), \quad Q_{2M.n}(t) = C_{2M.n} [p_1(t) - p_{cl}(t)], \\ Q_{2M.k}(t) = \frac{C_{2M} \cdot \omega_{2M}(t) \cdot [p_1(t) - p_{cl}(t)]}{E_{жс}}, \\ Q_{2M.d}(t) = \frac{V_{2M0}}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}, \\ Q_{2M.cl}(t) = \frac{V_{2M0}}{2\pi} \cdot \omega_{2M}(t). \end{array} \right. \quad (21)$$

Из уравнения расходов количество жидкости, выходящее из гидромотора на слив, равно

$$Q_{2M.cl}(t) = Q_{2M}(t) - Q_{2M.y}(t) - Q_{2M.n}(t) - Q_{2M.k}(t) - Q_{2M.d}(t).$$

При подстановке в полученное выражение значения всех составляющих расходов, получим

$$Q_{2M.cl}(t) = Q_{2M}(t) - C_{2M.y} \cdot p_1(t) - C_{2M.n} \cdot [p_1(t) - p_{cl}(t)] - C_{2M} \cdot \frac{\omega_{2M}(t)}{E_{жс}} \cdot [p_1(t) - p_{cl}(t)] - \frac{V_0^{2M}}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}.$$

Полученные математические модели насоса, гидромотора и предохранительного клапана позволяют использовать их при разработке математической модели гидропривода для исследования динамики изменения его выходных характеристик.

На рис. 4 представлена физическая модель гидропривода [6,7], которая представляет собой совокупность соединенных между собой таких гидравлических устройств, как насос, гидромотор и предохранительный клапан, связанных формами взаимодействия и взаимозависимости с помощью рабочей жидкости и образующих единое целое.

Так как в гидроприводе (рис. 4) установлен предохранительный клапан, срабатывающий, от превышения давления в нагнетательной магистрали, то количество жидкости, подводимое к гидромотору, будет определяться выражением:

$$Q_{2M}(t) = Q_n(t) - Q_{кл}(t),$$

а математическая модель расходов гидросистемы с планетарным гидромотором будет иметь вид [6,7]

$$\begin{aligned} & Q_{2M.cl}(t) + Q_{2M.y}(t) + Q_{2M.n}(t) + Q_{2M.k}(t) + Q_{2M.d}(t) = \\ & = Q_{н.г}(t) - Q_{н.у}(t) - Q_{н.н}(t) - Q_{н.к}(t) - Q_{н.д}(t) - Q_{кл}(t). \end{aligned} \quad (22)$$

Для определения давления нагнетания $p_1(t)$ в системе, решим уравнение расходов относительно деформационного расхода, а затем найдем производную давления $dp_1(t)/dt$

$$\frac{dp_1(t)}{dt} = \frac{2 \cdot E_{жс}}{(V_{н0} + V_{зм0})} \cdot \left[\frac{V_{н0}}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e - \frac{V_{зм0}}{2\pi} \cdot \omega_{зм}(t) - C_{н.у} \cdot [p_1(t) - p_{др}] - \right. \\ \left. - C_{н.п} \cdot [p_1(t) - p_{вс}] - C_{зм.у} \cdot p_1(t) - C_{зм.п} \cdot [p_1(t) - p_{сл}] - \right. \quad (23) \\ \left. - \frac{1}{E_{жс}} \cdot [C_n \cdot \omega_n(t) + C_{зм} \cdot \omega_{зм}(t)] \cdot [p_1(t) - p_{сл}] - Q_{кл}(t) \right].$$

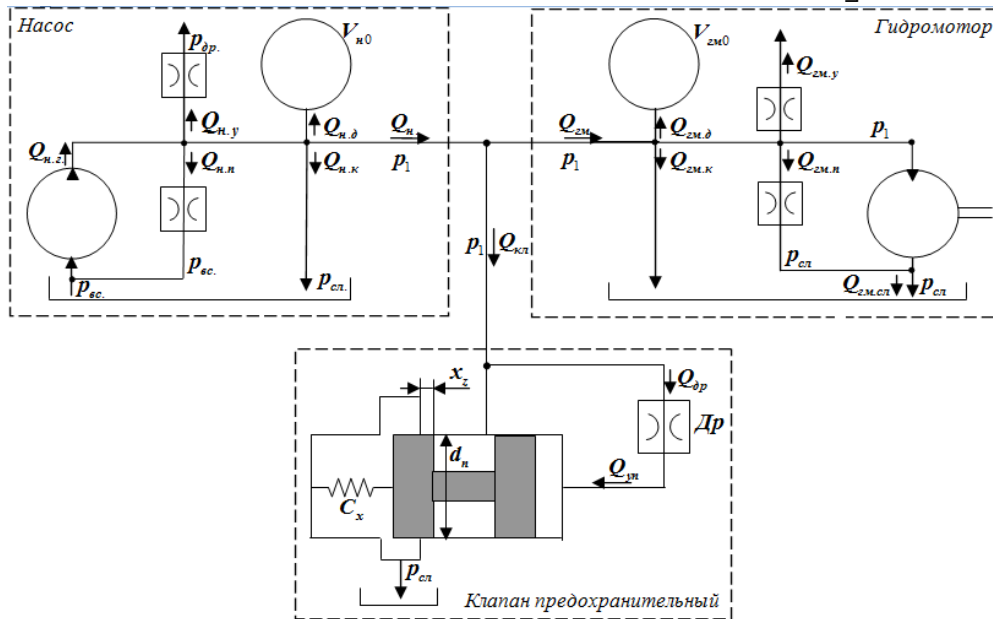


Рис. 4. Физическая модель гидроагрегата.

Интегрируя полученное выражения, получим давление $p_1(t)$ в нагнетательной магистрали гидроагрегата.

Считая, что подача насоса $Q_n(t)$ и нагрузка M_c постоянны, угловая скорость гидромотора будет определяться из уравнения моментов:

$$M_{зм.кр} = M_j + M_c, \quad (24)$$

где $M_{зм.кр}$ - крутящий момент на валу гидромотора,

$$M_{зм.кр} = \frac{V_{зм0}}{2\pi} \cdot \eta_{мех} \cdot p_1(t), \quad (25)$$

где $\eta_{мех}$ - гидромеханический КПД гидромотора, $\eta_{мех} = 0,9$;

M_j - момент инерции,

$$M_j = J \cdot \frac{d\omega_{зм}(t)}{dt}, \quad (26)$$

где J - момент инерции вращающихся масс;

M_c - момент сопротивления.

Подставив в уравнение (24) все составляющие моментов и решив его относительно производной $d\omega_{зм}(t)/dt$, получим

$$\frac{d\omega_{зм}(t)}{dt} = \frac{1}{J} \cdot \left[\frac{V_{зм0}}{2\pi} \cdot \eta_{мех} \cdot p_1(t) - M_c \right]. \quad (27)$$

Интегрируя выражение (28), получим угловую скорость $\omega_{zm}(t)$ вала гидромотора.

В этом случае количество жидкости, проходящее через гидромотор, будет равно

$$Q_{zm,cl}(t) = Q_n(t) - C_{zm,y} \cdot p_1(t) - C_{zm,n} \cdot [p_1(t) - p_{cl}(t)] - C_{zm} \cdot \frac{\omega_{zm}(t)}{E_{жс}} \cdot [p_1(t) - p_{cl}] - \frac{V_{zm0}}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}. \quad (28)$$

С учетом принятых условий для определения угловой скорости вала гидромотора $\omega_{zm}(t)$, частота вращения вала гидромотора будет определяться выражением

$$n(t) = \frac{\omega_{zm}(t)}{2\pi}. \quad (29)$$

Математическая модель гидропривода представлена системой [7]:

$$\left\{ \begin{aligned} & Q_{zm}(t) = Q_n(t) - Q_{кл}(t), \\ & Q_{zm,cl}(t) + Q_{zm,y}(t) + Q_{zm,n}(t) + Q_{zm,k}(t) + Q_{zm,d}(t) = \\ & = Q_{n,z}(t) - Q_{n,y}(t) - Q_{n,n}(t) - Q_{n,k}(t) - Q_{n,d}(t) - Q_{кл}(t), \\ & \frac{dp_1(t)}{dt} = \frac{2 \cdot E_{жс}}{(V_{н0} + V_{zm0})} \cdot \left[\frac{V_{н0}}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e - \frac{V_{zm0}}{2\pi} \cdot \omega_{zm}(t) - C_{н,y} \cdot [p_1(t) - p_{dp}] - \right. \\ & \left. - C_{н,n} \cdot [p_1(t) - p_{вс}] - C_{zm,y} \cdot p_1(t) - C_{zm,n} \cdot [p_1(t) - p_{cl}] - \right. \\ & \left. - \frac{1}{E_{жс}} \cdot [C_n \cdot \omega_n(t) + C_{zm} \cdot \omega_{zm}(t)] \cdot [p_1(t) - p_{cl}] - Q_{кл}(t) \right], \quad (30) \\ & M_{zm,кр} = M_j + M_c, \quad M_{zm,кр} = \frac{V_{zm0}}{2\pi} \cdot \eta_{мех} \cdot p_1(t), \quad M_j = J \cdot \frac{d\omega_{zm}(t)}{dt} \\ & \frac{d\omega_{zm}(t)}{dt} = \frac{1}{J} \cdot \left[\frac{V_{zm0}}{2\pi} \cdot \eta_{мех} \cdot p_1(t) - M_c \right], \\ & Q_{zm,cl}(t) = Q_n(t) - C_{zm,y} \cdot p_1(t) - C_{zm,n} \cdot [p_1(t) - p_{cl}(t)] - \\ & - C_{zm} \cdot \frac{\omega_{zm}(t)}{E_{жс}} \cdot [p_1(t) - p_{cl}] - \frac{V_{zm0}}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}. \end{aligned} \right.$$

Полученная математическая модель гидропривода, описывает динамические и статические процессы, происходящие в его элементах во взаимосвязи как единое целое, учитывает особенности функционирования и взаимное влияние всех элементов гидропривода, а также особенности рабочей жидкости.

Выводы. В результате исследований получены физическая и математическая модели гидропривода вращательного действия, позволяющие исследовать динамику изменения его выходных характеристик.

Литература

1. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д.Н. Попов – М.: Машиностроение, 1977. – 424 с.
2. Лурье З.Я. Оптимальное проектирование высокомоментного гидромотора и оценка динамических свойств гидросистемы на его базе / З.Я. Лурье, И.Г. Лищенко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004. – № 1(3). – С. 30-34.
3. Панченко А.И. Математическая модель насосного элемента гидроагрегата / А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, И.И. Милаева // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 35. – С. 64-69.
4. Панченко А.И. Математическая модель предохранительного клапана прямого действия / А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, П.В. Обернихин // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 38. – С. 122-127.
5. Панченко А.И. Математическая модель гидромотора привода активных рабочих органов мобильной техники / А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.Д. Гуйва // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 36. – С. 165-169.
6. Панченко А.И. Математична модель гідроагрегату для приводу активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки / А.И. Панченко, А.А. Волошина, Д.С. Титов // Праці ТДАТА. - Мелітополь. - 2006. - Вип. 37. - С. 53-66.
7. Панченко А.И. Математическая модель планетарного гидромотора / Панченко А.И. // Промислова гідравліка і пневматика. - 2007. – №3(17). – С. 23-35.

**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРОПРИВОДА
ОБЕРТАЛЬНОЇ ДІЇ**

Панченко А.И., Волошина А.А.

Анотація - робота присвячена розробці математичної моделі гідропривода обертальної дії для дослідження динаміки зміни його вихідних характеристик.

**MATHEMATICAL MODEL HYDRAULIC DRIVE
ROTARY ACTION**

A. Panchenko, A. Voloshina

Summary

Is devoted to developing a mathematical model of hydraulic drive rotary fjr study the dynamics of change in its output characteristics