

## Математическая модель высокомоментного гидромотора с упруго-инерционной нагрузкой

Анатолий Панченко, Анжела Волошина, Андрей Засядько

Таврический государственный агротехнологический университет  
72312, Украина, г. Мелитополь, пр-т Б.Хмельницкого, 18, e-mail: tia\_tgata@bk.ru

**Аннотация.** Рассматривается математическая модель рабочих процессов, происходящих в исполнительном механизме, включающем в себя высокомоментный гидромотор и упруго-инерционную нагрузку. Также выполнено более полное математическое описание процессов, происходящих в высокомоментном гидромоторе с учетом особенностей функционирования и взаимного влияния его элементов, а также особенностей рабочей жидкости.

**Ключевые слова:** математическая модель, рабочие процессы, исполнительный механизм, высокомоментный гидромотор, гидровращатель, упруго-инерционная нагрузка.

происходящих в гидровращателе на базе усовершенствования математической модели в составе гидроагрегата, включающей функциональные выражения, ограничения и критерии, описывающие рабочие процессы и функционирование узлов гидровращателя и их взаимодействие с рабочей жидкостью, как единое целое.

Таким образом, исследование рабочих процессов и их влияния на выходные характеристики гидровращателя на базе уточненных физической и математической моделей, учитывающих особенности функционирования и взаимное влияние его элементов, а также особенностей рабочей жидкости является актуальной задачей.

### ВВЕДЕНИЕ

Перспективы применения гидросистем привода активных рабочих органов мобильной техники объясняются спецификой требований к приводам, ограниченной номенклатурой гидромашин и гидроагрегатов, неудовлетворительными их выходными характеристиками и др.

Сегодня к гидромашинам вращательного действия, которые используются в приводах активных рабочих органов мобильной техники, выдвигаются новые требования: большой (больше 5000 Н·м) крутящий момент и низкая (до 10 об/мин) частота вращения при сохранении массогабаритных показателей. Таким требованиям удовлетворяют гидравлические вращатели, которые представляют собой совершенно новое направление в развитии высокомоментных гидромашин вращательного действия.

Однако, существует ряд особенностей, без учета которых невозможно улучшить выходные характеристики этих гидромашин. К ним можно отнести: математическое описание гидромеханических и динамических процессов, происходящих в элементах гидровращателя в условиях эксплуатации; исследование рабочих про-

### АНАЛИЗ МАТЕРИАЛОВ

Физические, динамические и гидравлические процессы, протекающие в гидроприводах и их элементах в процессе эксплуатации, связаны с движением рабочей жидкости в трубопроводах, по каналам с местными сопротивлениями, а также через рабочие окна и щели гидравлических машин и агрегатов (возникновение колебаний давления и расходов из-за сжимаемости рабочей жидкости, воздействие потоков жидкости на элементы гидроагрегатов и т.д.) [1]. Поэтому наряду с основными потоками рабочей жидкости, необходимых для функционирования гидравлической системы, возникают дополнительные течения в зазорах между деталями механизмов и узлами гидравлической аппаратуры.

Анализ работ в области разработки математических моделей процессов, происходящих в гидроприводах и их элементах [2-7] показал, что математические модели, разработанные авторами предыдущих исследований, недостаточно корректно отражали рабочие процессы гидравлических вращателей и не в полной мере описывали работу и взаимосвязи его элементов; принятый ряд

допущений хоть и упрощал производимые вычисления, но сильно искажал точность показателей, полученных при использовании известных математических моделей применительно к гидравлическим вращателям.

**ЦЕЛЬ РАБОТЫ**

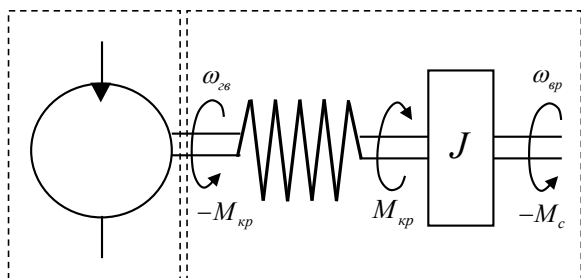
Улучшение выходных характеристик гидравлических вращателей, применяемых для приводов активных рабочих органов мобильной техники, путем разработки физической и математической моделей, учитывающих особенности функционирования и взаимное влияние его элементов, а также особенности рабочей жидкости.

**ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ**

Математические описания высокомоментного гидровращателя, упруго-инерционной нагрузки, а также рабочей жидкости, основано на известных общих уравнениях движения сплошной среды с использованием экспериментальных значений коэффициентов гидравлических сопротивлений, расходов и гидродинамических сил [1]. Характерными для общих уравнений и зависимостей гидромеханики являются динамические процессы, при которых движение рабочих жидкостей будет неустановившимся, то есть в любой точке живого сечения потока давление, скорость и плотность рабочей жидкости зависят от времени, что вынуждает принимать квазистационарные значения коэффициентов количества движения, кинетической энергии, гидравлического сопротивления, состояния потока и т.д. [8,9].

Высокомоментный гидровращатель применяется для привода активных рабочих органов мобильной техники с большими инерционными нагрузками (приведенный момент инерции изменяется в диапазоне  $0,1 \leq J \leq 1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ). Поэтому, при составлении расчетной схемы гидровращателя (рис.1) учитывалась инерционная нагрузка с упругими связями [10-14].

Отличительной особенностью предлагаемой расчетной схемы (рис. 1) высокомоментного гидровращателя с упруго-инерционной нагрузкой, является возможность дискретного рассмотрения всех элементов, а так же рабочей жидкости, как единого целого с учетом их взаимосвязей и взаимного влияния.



**Рис. 1.** Расчетная схема гидровращателя с упруго-инерционной нагрузкой

**Fig. 1.** Design model of hydraulic rotators with elastic-inertial load

Для разработки математической модели гидровращателя с инерционной нагрузкой необходимо последовательно рассмотреть все математические зависимости описывающие динамику изменения выходных характеристик гидравлического вращателя с учетом его конструктивных особенностей, а затем описать динамику воздействия инерционной нагрузки на «вал» гидровращателя.

*Высокомоментный гидравлический вращатель.* Для разработки математической модели рабочих процессов высокомоментного гидровращателя планетарного типа необходимо описать динамику изменения его выходных характеристик в зависимости от изменения прикладываемой инерционной нагрузки. Необходимые зависимости описываются уравнениями неразрывности (расходов) и уравнениями моментов на «валу» гидровращателя исследуемого гидроагрегата.

Согласно схеме расходов (рис. 2) гидровращателя [5], уравнение расходов высокомоментного гидровращателя имеет вид:

$$Q_{вб}(t) = Q_{вб,з}(t) + Q_{вб,у}(t) + Q_{вб,л}(t) + Q_{вб,к}(t) + Q_{вб,д}(t), \quad (1)$$

где:  $Q_{вб,з}(t)$  – расход утечек высокомоментного гидровращателя;  $Q_{вб,л}(t)$  – расход перетечек высокомоментного гидровращателя.

Расход  $Q_{вб,к}(t)$ , вызванный компрессией рабочей жидкости в гидровращателе, определяется из выражения:

$$Q_{вб,к}(t) = \frac{C_{вб} \cdot \omega_{вб}(t) \cdot [p_1(t) - p_{с1}]}{E_{ж}}, \quad (2)$$

где:  $C_{вб} = \frac{(2W_{вб,м} + W_{вб})}{2}$  – коэффициент пропорциональности,

где:  $W_{вб} = \frac{V_{вб}}{2\pi}$  – характерный объем гидровращателя,

$W_{вб,м} = \frac{V_{вб,м}}{2\pi}$  – характерный «мертвый» объем гидровращателя,

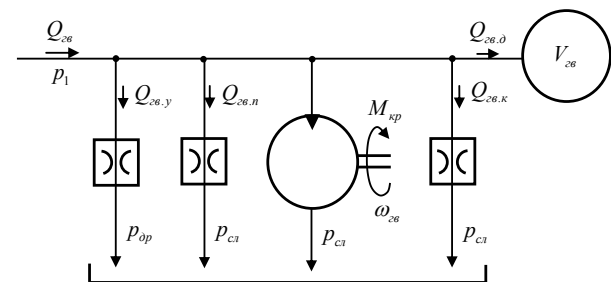
$V_{вб}$  – рабочий объем гидровращателя, равен:

$$V_{вб} = 2\pi \cdot R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e$$

где:  $e$  – межцентровое расстояние между вытеснителями;

$b$  – высота направляющей гидровращателя;

$R_n$  – радиус делительной окружности направляющей;



**Рис. 2.** Схема расходов высокомоментного гидровращателя

**Fig. 2.** The model of high-torque hydraulic rotators consumption

$Z_n$  – число зубьев направляющей гидровращателя;  
 $V_{зв.м}$  – «мертвый» объем гидровращателя.

Деформационный расход гидровращателя  $Q_{зв.д}(t)$ , определяется выражением:

$$Q_{зв.д}(t) = \frac{V_{зв.д}}{E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}, \quad (3)$$

где:  $V_{зв.д} = 0,5 \cdot (2\pi \cdot R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e + V_{зв.м})$  – объем рабочей жидкости в нагнетательной магистрали гидровращателя.

Тогда:

$$Q_{зв.д}(t) = \frac{(2\pi \cdot R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e + V_{зв.м})}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}. \quad (4)$$

Геометрический расход рабочей жидкости гидровращателя, определяется выражением:

$$Q_{зв.г}(t) = \frac{V_{зв}}{2\pi} \cdot \omega_{зв}(t) = R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e \cdot \omega_{зв}(t). \quad (5)$$

При подстановке в выражение (1) всех составляющих расходов получим:

$$Q_{зв}(t) = R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e \cdot \omega_{зв}(t) + C_{зв.у} \cdot p_1(t) + C_{зв.п} \cdot [p_1(t) - p_{сг}(t)] + C_{зв} \cdot \frac{\omega_{зв}(t)}{E_{жс}} \cdot [p_1(t) - p_{сг}(t)] + \frac{(2\pi \cdot R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e + V_{зв.м})}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}. \quad (6)$$

Так как, в гидросистеме практически всегда установлен предохранительный клапан, срабатывающий от превышения давления в нагнетательной магистрали, то расход рабочей жидкости, подводимый к гидровращателю, в моменты превышения давления в нагнетательной магистрали, будет определяться выражением:

$$Q_{зв}(t) = Q_n(t) - Q_{ск}(t),$$

а уравнение неразрывности расходов в гидросистеме с гидровращателем будет иметь вид:

$$Q_{зв.г}(t) + Q_{зв.у}(t) + Q_{зв.п}(t) + Q_{зв.к}(t) + Q_{зв.д}(t) = Q_{н.г}(t) - Q_{н.у}(t) - Q_{н.п}(t) - Q_{н.к}(t) - Q_{н.д}(t) - Q_{ск}(t). \quad (7)$$

Для определения давления нагнетания  $p_1(t)$  в системе, решим уравнение расходов (1) относительно производной

давления  $\frac{dp_1(t)}{dt}$  с подстановкой составляющих

$Q_{н.д}(t)$ ,  $Q_{зв.д}(t)$  и  $Q_{жс}(t)$ , содержащих эту производную. После преобразований получим:

$$\frac{dp_1(t)}{dt} = \frac{E_{жс}}{(V_{н.д} + V_{зв.д} + V_{мп})} \left\{ \frac{0,5 \pi \cdot b \cdot (D_e^2 - d^2 - \frac{t_0^2}{3})}{2\pi} \times \right. \\ \left. \times \omega_n(t) \cdot e - R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e \cdot \omega_{зв}(t) - [p_1(t) - p_{оп} - \right.$$

$$\left. - \frac{3\rho \cdot \omega_{зв}^2}{20} (R^2 - r^2) \right\} \cdot \frac{2\pi \cdot \delta^3}{12\mu \cdot \ln \frac{R}{r}} - b \cdot \left( \frac{1}{8\mu} \cdot \frac{p_1(t) - p_{сг}}{\Delta\tau} \cdot A_1 - \pi \cdot R_u^2 \cdot B_1 \right) - C_{зв.у} \cdot p_1(t) - C_{зв.п} \cdot [p_1(t) - p_{сг}] - \frac{1}{E_{жс}} \cdot [C_n \cdot \omega_n(t) + C_{зв} \cdot \omega_{зв}(t)] \times \\ \times [p_1(t) - p_{сг}] - \mu \cdot \pi \cdot d_n \cdot x(t) \cdot \left\{ \frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_{сг}] - S_{нз} \frac{dx}{dt} \right\}. \quad (8)$$

Интегрируя полученное выражение, получаем давление  $p_1(t)$  в нагнетательной магистрали гидроагрегата.

Уравнение моментов на «валу» гидровращателя в общем случае имеет вид:

$$M_{кр} - M_c = J \cdot \frac{d\omega_{зв}(t)}{dt}. \quad (9)$$

Крутящий момент на «валу» гидровращателя определяется из выражения:

$$M_{кр} = \frac{V_{зв}}{2\pi} \cdot \eta_{з.м} \cdot [p_1(t) - p_{сг}], \quad (10)$$

Подставляя в уравнение (9) выражение (10), получаем:

$$\frac{d\omega_{зв}(t)}{dt} = \frac{1}{J} \cdot \left[ \frac{V_{зв}}{2\pi} \cdot \eta_{з.м} \cdot [p_1(t) - p_{сг}] - M_c \right]. \quad (11)$$

Интегрируя полученное выражение, находим угловую скорость  $\omega_{зв}(t)$  «вала» гидровращателя.

Полученные уравнения (1...11), описывают динамику изменения угловой скорости  $\omega_{зв}(t)$  и крутящего момента  $M_{кр}$  «вала» гидровращателя в исследуемом гидроагрегате.

*Инерционная нагрузка.* Приведенный момент инерции  $J$  для привода активных рабочих органов мобильной техники с большими инерционными нагрузками изменяется в диапазоне  $0,1 \leq J \leq 1500$  кг·м<sup>2</sup>. Поэтому для получения достоверной математической модели необходимо описать динамические свойства инерционной нагрузки с упругими связями [10-11].

Механизмы вращения могут испытывать динамическую нагрузку как в периоды неустановившегося движения (пуск и остановка), так и в периоды установившейся работы. При пуске и остановке, динамические нагрузки, в связи с наличием в механизмах нагрузки больших движущихся масс, достигают по сравнению со статическими нагрузками значительно больших значений. При установившейся работе механизмов вращения, представленных в виде двух масс, соединенных упругим звеном (рис. 3), имеют место крутильные колебания относительно невысоких собственных частот, вследствие этого может произойти совпадение частот собственных колебаний системы с частотой вынужденных колебаний [12, 14].

При разработке математической модели упруго-инерционной нагрузки условимся [12] в дальнейшем считать, что:

$J_{z6}$  – приведенный момент инерции вращающихся частей гидровращателя,

$J_{np}$  – приведенный момент инерции вращающихся частей привода активного рабочего органа мобильной машины,

$\varphi_{z6}$  – приведенный угол поворота «вала» гидровращателя,

$\varphi_{np}$  – приведенный угол поворота активного рабочего органа мобильной машины,

$M_u$  – избыточный (ускоряющий) вращающий момент,

$M_c$  – момент статического сопротивления вращению активного рабочего органа мобильной машины,

$c$  – приведенная угловая жесткость элементов передач механизма вращения активного рабочего органа мобильной машины.

Условимся, что кинетическая энергия вращающихся частей гидровращателя и активного рабочего органа будет равна:

$$T = \frac{J_{np}}{2} \cdot \left( \frac{d\varphi_{np}}{dt} \right)^2 + \frac{J_{z6}}{2} \cdot \left( \frac{d\varphi_{z6}}{dt} \right)^2,$$

а потенциальная энергия соответственно:

$$V = \frac{(\varphi_{np} - \varphi_{z6})^2 \cdot c}{2}.$$

Действующий на массу  $J_{np}$  внешний момент равен:

$$M_{np} = M_c + M_u.$$

Дифференцируя  $T$  по  $\frac{d\varphi_{np}}{dt}$  и  $t$ , а также  $V$  по  $\varphi_{np}$ ,

получим дифференциальное уравнение движения массы с моментом  $J_{np}$  в следующем виде:

$$J_{np} \frac{d^2\varphi_{np}}{dt^2} + (\varphi_{np} - \varphi_{z6}) \cdot c = M_c + M_u. \quad (12)$$

Действующий на массу  $J_{z6}$  внешний момент равен:

$$M_{z6} = -M_c - m \cdot g \cdot s,$$

где:  $s$  – амплитуда колебаний.

Тогда уравнение движения примет вид:

$$J_{z6} \frac{d^2\varphi_{z6}}{dt^2} - (\varphi_{np} - \varphi_{z6}) \cdot c = -M_c - m \cdot g \cdot s. \quad (13)$$

Умножив выражения (12) на  $J_{z6}$ , а (13) на  $J_{np}$ , после преобразований получим.

$$\begin{aligned} \frac{d^2\varphi_{np}}{dt^2} - \frac{d^2\varphi_{z6}}{dt^2} + \frac{(J_{z6} + J_{np}) \cdot c}{J_{z6} \cdot J_{np}} \cdot (\varphi_{np} - \varphi_{z6}) \cdot c = \\ = \frac{M_c \cdot (J_{z6} + J_{np})}{J_{z6} \cdot J_{np}} + \frac{M_u}{J_{z6}} + \frac{m \cdot g \cdot s}{J_{np}}. \end{aligned} \quad (14)$$

С учетом амплитуды колебаний нагрузки [12] выражение (14) примет вид:

$$\begin{aligned} \left( \frac{d^2\varphi_{np}}{dt^2} - \frac{d^2\varphi_{z6}}{dt^2} \right) + \frac{(J_{z6} + J_{np}) \cdot c}{J_{z6} \cdot J_{np}} \times \\ \times (\varphi_{np} - \varphi_{z6}) \cdot c = \frac{M_c \cdot (J_{z6} + J_{np})}{J_{z6} \cdot J_{np}} + \\ + \frac{M_u}{J_{z6}} + \frac{M_u \cdot m}{J_{np} \cdot (m + J_{z6} + J_{np})} \times \\ \times \left[ 1 - \cos \sqrt{g \cdot \left( 1 + \frac{m}{J_{z6} + J_{np}} \right)} \cdot t \right]. \end{aligned} \quad (15)$$

В выражении (13) обозначим:

$$\begin{aligned} k_1 &= \sqrt{\frac{(J_{z6} + J_{np}) \cdot c}{J_{z6} \cdot J_{np}}}, \\ k_2 &= \sqrt{g \cdot \left( 1 + \frac{m}{J_{z6} + J_{np}} \right)}. \end{aligned}$$

Тогда, общее уравнение деформации упругого звена будет иметь вид:

$$\begin{aligned} \varphi_{np} - \varphi_{z6} = A \cdot \sin k_1 t + B \cdot \cos k_1 t + \\ + \frac{M_u \cdot m}{J_{z6} \cdot (m + J_{z6} + J_{np})} \cdot \left( \frac{1}{k_1^2} - \frac{1}{k_1^2 - k_2^2} \cdot \cos k_2 t \right) + \\ + \frac{M_u}{J_{np} \cdot k_1^2} + \frac{M_c}{c}. \end{aligned} \quad (16)$$

Для случая пуска ( $t = 0$ ):

$$\varphi_{np} - \varphi_{z6} = \frac{M_c}{c}, \quad \frac{d\varphi_{np}}{dt} - \frac{d\varphi_{z6}}{dt} = 0, \quad A = 0$$

$$B = -\frac{M_u}{k_1^2} \left[ \frac{1}{J_{np}} - \frac{m \cdot k_2^2}{(k_1^2 - k_2^2) \cdot J_{z6} \cdot (m + J_{z6} + J_{np})} \right].$$



Рис. 3. Расчетная схема упруго-инерционной нагрузки

Fig. 3. Design model of the elastic-inertial load

Тогда уравнение (16) примет вид:

$$\begin{aligned} \varphi_{np} - \varphi_{зв} = & \frac{M_u}{J_{np} \cdot k_1^2} (1 - \cos k_1 t) + \\ & + \frac{M_u \cdot m \cdot k_2^2}{J_{зв} \cdot (k_1^2 - k_2^2) \cdot (m + J_{зв} + J_{np})} \times \\ & \times \left( \frac{1}{k_1^2} \cdot \cos k_1 t - \frac{1}{k_2^2} \cdot \cos k_2 t \right) + \\ & + \frac{M_u \cdot m}{J_{зв} \cdot k_1^2 \cdot (m + J_{зв} + J_{np})} + \frac{M_c}{c}. \end{aligned}$$

Момент, воспринимаемый упругим звеном при пуске планетарного гидровращателя, соответственно, будет равен:

$$\begin{aligned} M_{кр} = & (\varphi_{np} - \varphi_{зв}) \cdot c = \\ & \frac{M_u \cdot c}{J_{np} \cdot k_1^2} (1 - \cos k_1 t) + \\ & + \frac{M_u \cdot m \cdot k_2^2 \cdot c}{J_{зв} \cdot (k_1^2 - k_2^2) \cdot (m + J_{зв} + J_{np})} \times \\ & \times \left( \frac{1}{k_1^2} \cdot \cos k_1 t - \frac{1}{k_2^2} \cdot \cos k_2 t \right) + \\ & + \frac{M_u \cdot m \cdot c}{J_{зв} \cdot k_1^2 \cdot (m + J_{зв} + J_{np})} + M_c. \end{aligned} \quad (17)$$

Поскольку составляющие частоты  $k_1$  и  $k_2$  не зависят друг от друга, то для планетарных гидравлических вращателей, принимаем [12], что:

$$k_1^2 - k_2^2 \approx k_1^2, \text{ где } k_1^2 = \frac{(J_{зв} + J_{np}) \cdot c}{J_{зв} \cdot J_{np}}.$$

Тогда, максимальное значение нагрузки гидровращателя будет определяться выражением:

$$M_{\max} = \frac{2M_u (m + J_{зв})}{m + J_{зв} + J_{np}} + M_c. \quad (18)$$

Выражение (18) справедливо при предварительном нагружении гидровращателя силой, равной или близкой силе статического сопротивления вращению.

Полученные математические модели рабочих процессов, происходящих в гидровращателе с упруго-инерционной нагрузкой позволяют использовать их для моделирования работы гидровращателя в процессе эксплуатации.

## ВЫВОДЫ

В результате выполненных исследований разработана математическая модель рабочих процессов гидровращателя с упруго-инерционной нагрузкой, описывающая динамические и статические процессы, происходящие в элементах гидровращателя, учитывающие особенности функционирования и взаимное влияние его элемен-

тов, а также особенности рабочей жидкости, выполнено более полное математическое описание процессов, происходящих в каждом элементе, что дает возможность исследования статических и динамических характеристик гидровращателя в процессе эксплуатации.

## ЛИТЕРАТУРА

1. **Попов Д.Н., 1987:** Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 464.
2. **Башта Т.М., 1971:** Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 672.
3. **Кононенко А.П., Устименко Т.А., Селивра С.А., Яценко А.Ф., 2008:** Математическая модель рабочего процесса гидравлического ударного механизма // Наукові праці ДНТУ: Серія гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДВНЗ «ДонНТУ». – Вип. 16 (142), 258-263.
4. **Лурье З.Я.** Динамика гидропривода высокоинерционных механизмов на базе высокомоментного гидромотора // З.Я. Лурье, Г.А. Аврунин, А.И. Жерняк, Е.П. Иваницкая / Вестник машиностроения. – №8, 7-10.
5. **Панченко А.И., 2011:** Математическая модель гидропривода вращательного действия // А.И. Панченко, А.А. Волошина / Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь. – Вип.1. – Т.1., 10-21.
6. **Попов Д.Н., 1977:** Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – М.: Машиностроение, 424.
7. **Свешников В.К., Усов А.А., 1988:** Станочные гидроприводы. – М.: Машиностроение, 512.
8. **Лурье З.Я., 2004:** Оптимальное проектирование высокомоментного гидромотора и оценка динамических свойств гидросистемы на его базе // З.Я. Лурье, И.Г. Лищенко / Промислова гідравліка і пневматика. – № 1(3), 30-34.
9. **Стругинський В.Б., 2001:** Математичне моделювання процесів та систем механіки. – Житомир: ЖІТІ, 612.
10. **Бажин И.И., 1988:** Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори и др. Под общей ред. С.А. Ермакова. – М.: Машиностроение, 312.
11. Прикладная и инженерная математика [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.simumath.net/library/book.html>.
12. **Комаров М.С., 1969:** Динамика грузопъемных машин. – М.: Машиностроение, 267.
13. **Андренко П., Свинарченко М., 2009:** Математическая модель гидравлического гасителя пульсаций давления с автоматической подстройкой параметров // MOTROL. – №11В, 42-49.
14. **Лурье З., Федоренко И., 2011:** Аппаратно-программный комплекс для определения моментов инерции элементов и в целом мехатронного гидроагрегата системы смазки // MOTROL. – №13С, 106-115.

MATHEMATICAL MODEL OF THE HIGH-TORQUE  
HYDRAULIC MOTOR  
WITH THE ELASTIC-INERTIAL LOAD

**Summary.** A mathematical model of working processes in the actuator which includes high-torque motor and elastic-inertial load. More complete mathematical description of the

processes occurring in the high-torque hydraulic motor with the characteristics of its operation and the mutual influence of its elements and also the working fluid features has been performed.

**Key words:** the mathematical model, working processes, an actuator, high-torque hydraulic motor, hydraulic rotator, elastic-inertial load.