

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ С АВТОМАТИЧЕСКОЙ ПОДСТРОЙКОЙ ПАРАМЕТРОВ

Павел Андренко, Максим Свиначенко

Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт”

**Аннотация.** Приведена разработанная математическая модель гидравлического гасителя пульсаций рабочей жидкости с автоматической подстройкой параметров, учитывающая сложные гидромеханические процессы и позволяющая провести их исследование, установить влияние на них конструктивных и рабочих параметров.

**Ключевые слова:** гаситель пульсаций, математическая модель, нестационарное течение, гидромеханический процесс.

### ВВЕДЕНИЕ

В современных условиях развития рыночной экономики важным фактором успешной деятельности предприятий является повышение качества и снижения себестоимости продукции. Относительно систем гидроприводов, которые наиболее полно удовлетворяют требованиям экономии материалов и энергоресурсов, обеспечивают высокие показатели КПД и надежности, является снижение шума и вибрации, возникающие при их работе, уровень которых регламентированы соответствующими ГОСТами. В настоящее время существует два пути решения этой важной научно-практической задачи. Первый – уменьшение пульсаций давления рабочей жидкости на выходе из объемной гидромашины, возникающих в следствии неравномерности ее подачи и сопротивления гидравлической системы, за счет усовершенствования конструкции распределительного узла. И второй – применение гидравлических гасителей пульсаций давления рабочей жидкости, что, по нашему мнению, есть более перспективным, так как технологические возможности усовершенствования конструкций объемных гидромашин практически исчерпаны. Проектирование и исследование таких гасителей пульсаций давления включает математическое описание рабочих процессов – разработку математической модели, формулирование показателей качества, определение параметров, которые обеспечивают заданные и оптимальные характеристики. Особенность рабочих процессов происходящих в гидравлических, пассивных гасителях пульсаций давления обусловлена взаимодействием рабочей жидкости с подвижными элементами и ее течением в каналах и камерах с местными сопротивлениями. Кроме этого, в гасителях, в следствии, сжимаемости рабочей жидкости, имеет место колебание давления, расхода и подвижных элементов. Сочетание всех этих явлений приводит к сложным нестационарным гидромеханическим процессам, которые необходимо учитывать при проектировании гасителей пульсаций давления.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ. КОЛЕБАНИЕ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В  
ТРУБОПРОВОДАХ ГИДРОСИСТЕМ

Изучению волновых процессов в элементах объемных гидроприводов, с целью гашения пульсаций давления и расхода, предшествовали исследования нестационарного периодического движения рабочей жидкости в трубопроводах гидросистем. Такие процессы имеют место в объемных гидроприводах и их элементах, связаны со сжимаемостью рабочей жидкости (например, в системе автоматического управления скоростью вращения выходного вала гидропередачи, состоящей из объемного насоса и объемного нерегулируемого гидродвигателя). Устойчивость работы гидро- и пневмоклапанов, которыми снабжаются гидравлические и пневматические системы с целью поддержания, в требуемых пределах, давлений или расхода среды, также в значительной мере предопределяется нестационарными гидромеханическими процессами, протекающими в трубопроводах этих систем, каналах и камерах гидравлических устройств [1, 2].

В некоторых гидравлических и пневматических системах специально создаются колебания рабочей жидкости [3, 4]. Находят применение гидро и пневмоаппараты использующие гармонически изменяющийся расход рабочей среды [5] и давления [6]. В связи с этим периодическому движению вязкой несжимаемой жидкости был посвящен ряд работ [7, 8] и др. В работе [7] нестационарный ламинарный, осесимметричный, изотермический процесс движения рабочей жидкости в круглом трубопроводе с абсолютно жесткими стенками представлен одним уравнением в цилиндрических координатах

$$\frac{\partial^2 u_x}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_x}{\partial r} - \frac{1}{\nu_t} \frac{\partial u_x}{\partial t} = \frac{1}{\rho \nu_t} \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (1)$$

где: градиент давления изменяется по гармоническому закону:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -a_p \sin \omega t.$$

Здесь:  $\rho$  – плотность рабочей жидкости;  $\nu_t$  – кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости;  $a_p$  – амплитуда пульсаций давления;  $\omega$  – частота колебаний.

Решение уравнения (1) может быть выполнено аналитически с помощью прямого и обратного преобразования Лапласа и бесселевых функций. При его решении скорость рабочей жидкости на оси трубопровода или камеры гидроаппарата (т.е. при  $r = 0$ ) определяется на основе выражения, приведенного в работе [7]. Аналогичный подход к решению подобной задачи изложен в работах [8, 9]. Следует отметить, что исходные уравнения в работах [7 – 9] получены из уравнений Навье-Стокса и неразрывности, упрощение которых сделано без должного обоснования. Подробный анализ методов, используемых при описании нестационарных гидромеханических процессов в гидроприводах и их элементах, приведен в статьях [10, 11].

В общем случае нестационарное изотермическое течение вязкой жидкости в каналах (трубопроводах) и камерах элементов объемных гидроприводов описывается уравнением Навье-Стокса. С учетом того, что скорость рабочей жидкости в

околожном направлении пренебрежимо мала, уравнения Навье-Стокса и неразрывности в цилиндрической системе координат представлены в следующем виде [12]:

$$\left. \begin{aligned} P_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu_t \left[ \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial r^2} \right] &= \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_r \frac{\partial u_x}{\partial r} \\ P_r - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu_t \left[ \frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial x^2} - \frac{u_r}{r^2} \right] &= \frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + u_x \frac{\partial u_r}{\partial x} \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \left[ \frac{\partial}{\partial r} (\rho r u_r) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho r u_x) \right] = 0, \quad (3)$$

где:  $P_x$  и  $P_r$  – проекции массовой силы, которая приходится на единицу массы рабочей жидкости и имеет размерность ускорения,  $u_x = f(x, r, t)$  – скорость рабочей жидкости по оси  $x$ ,  $u_r = f(r, x, t)$  – радиальная скорость рабочей жидкости.

Уравнения (2) и (3) рассматривают совместно с начальными и граничными условиями, т.е. решается классическая задача гидродинамики. Заметим, что решение такой задачи наталкивается на математические трудности, и она решена только для частных видов течений [12]. При ее решении принимаются ряд допущений, исключающие те физические явления, которые не учтены данной математической моделью, а именно: отсутствие кавитации и разрыва рабочей жидкости. Принимают также, что значение скорости звука в рабочей жидкости, с учетом упругих свойств каналов (трубопроводов), значительно больше скорости рабочей жидкости в нем, а значения температуры и вязкости рабочей жидкости постоянны и равны их средним значениям.

В работах [9, 13] при рассмотрении волновых процессов в рабочей жидкости используют линеаризованные уравнения Навье-Стокса и неразрывности, применяя принцип суперпозиции решений. Такой подход позволяет учесть многочастотные процессы, однако его использование имеет особенности и ограничения, присущие линеаризованным математическим моделям.

## АНАЛИЗ ПРЕДШЕСТВУЮЩИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В современных гидроприводах для повышения их технического уровня за счет уменьшения шума и вибраций, вызванных неравномерностью подачи в объемном насосе и сопротивлением гидросистемы, широко используются пассивные гидравлические гасители пульсаций давления рабочей жидкости. Описанию гасителей пульсаций посвящены работы [14 – 17] и др.

В работе [14], как и в других публикациях W. Kolleka, приведены конструктивные схемы гасителей разных типов и результаты экспериментальных исследований влияния частоты пульсаций давления рабочей жидкости в гидроприводе на эффективность работы гасителей. Приведенные результаты исследований позволяют определить лишь диапазон частот, в котором целесообразно применять тот или иной тип гасителя. В данных работах не приведены математические модели и аналитические зависимости позволяющие определить его

конструктивные и рабочие параметры, а также установить их влияние на коэффициент гашения.

В статье [15] приведена конструктивная схема интерференционного гасителя пульсаций, описан принцип его работы. Из аналитических зависимостей, позволяющих определить его конструктивные и рабочие параметры, приведен порядок расчета разницы длин между обводным каналом и основным каналом. Однако, в ней отсутствует математическая модель гасителя, не установлено влияние параметров рабочей жидкости (модуля объемной упругости, плотности, кинематической вязкости, газосодержания) на эффективность работы гасителя.

В работе [16] приведены конструктивные схемы гасителей разных типов. Достаточно подробно описаны физические модели их рабочих процессов. Приведены математические модели гасителей, построенные на основе электрогидроанalogии и позволяющие определить их конструктивные параметры. Однако, в данной работе отсутствуют результаты теоретических исследований пульсации давления и расхода в гасителях и гидроприводе.

В статье [17] приведены гидравлические и расчетные схемы гидропривода с гасителями пульсаций давления рабочей жидкости разных типов. Математические модели рассматриваемых гасителей пульсаций давления рабочей жидкости получены путем их декомпозиции на обобщенные структурные элементы – “гидравлические узлы” и расчета неустановившихся гидродинамических процессов с помощью метода Фурье. Приведенные математические модели позволяют исследовать влияние конструктивных и рабочих параметров гидроприводов с гасителем пульсаций давления рабочей жидкости и параметров рабочей жидкости на коэффициент усиления пульсаций. Однако, приведенная математическая модель не позволяет определить переходные процессы в каналах и камерах гидропривода и гасителя пульсаций, не учитывает потери, обусловленные трением, вызванным течением рабочей жидкости в каналах и камерах гасителя пульсаций, что при больших частотах колебаний и значительной длине камер и каналов может привести к существенной погрешности. Не приведены результаты теоретических исследований пульсации давления и расхода в гасителях и гидроприводе. Приведенные результаты ограничиваются лишь исследованиями влияния частоты пульсаций, длины каналов и камер, а также содержания воздуха в рабочей жидкости на коэффициент гашения гасителя пульсаций, что снижает их ценность.

В статье [18] описан метод расчета коэффициента усиления (гашения) гидравлического вибрационного контура, в котором этот коэффициент получен путем декомпозиции гидравлического вибрационного контура на обобщенные структурные элементы – каналы и камеры, с использованием операторных волновых сопротивлений. Данная математическая модель позволяет исследовать влияние конструктивных и рабочих параметров интерференционного преобразователя пульсаций и параметров рабочей жидкости на коэффициент усиления (гашения) пульсаций. Однако она не позволяет определить переходные процессы в его каналах и камерах; в представленных результатах исследования можно отметить те же недостатки, что и для работы [17].

В связи с этим перед нами была поставлена задача: разработать математическую модель гидравлического гасителя пульсаций рабочей жидкости с автоматической подстройкой параметров [19], в составе гидропривода, которая позволяет провести

исследование рабочих процессов, установить влияние на них конструктивных и рабочих параметров.

### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦИЙ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ С АВТОМАТИЧЕСКОЙ ПОДСТРОЙКОЙ ПАРАМЕТРОВ

Математическая модель получена при рассмотрении общих уравнений гидродинамики (уравнения (2) и (3)). Для упрощения уравнения (2), перед его использованием для расчета волновых процессов в гасителе пульсаций давления в составе гидропривода, проводилась оценка массовой силы по сравнению с членом  $\partial u_x / \partial t$ , который выражает локальное ускорение. Для этого пользовалась методика, приведенная в работе [20]. Массовая сила, которая приходится на единицу массы рабочей жидкости, определялась силой веса рабочей жидкости (ускорением свободного падения)  $1/3$  присоединенной массой (ускорением движения упругих элементов гасителя) и приведенной к упругим элементам гасителя массы рабочей жидкости обусловленной ее пульсацией, расчет которой производили из условия равенства кинетической энергии по зависимости приведенной в работе [21]. Заметим, что такое допущение даст несколько завышенные значения массовой силы, приходящейся на единицу массы рабочей жидкости.

Таким образом, порядок ( $\tilde{\Pi}$ ) массовой силы, приходящейся на единицу массы рабочей жидкости, состоит из суммы ускорений свободного падения,  $1/3$  ускорения движения упругих элементов гасителя  $\ddot{x}_c$  и приведенной к упругим элементам гасителя массы рабочей жидкости, обусловленной ее пульсацией  $m_g$ . Порядок члена  $\partial u_x / \partial t - \tilde{\Pi}(\partial u_x / \partial t) = u_x c / L$ , где: буквой  $L$  обозначена характерная длина оси канала или трубопровода (длина распространения волны возмущения).

Тогда:

$$\tilde{\Pi}[(g + 1/3\ddot{x}_c + m_g) : \partial u_x / \partial t] = (g + 1/3\ddot{x}_c + m_g) L / u_x c ,$$

где:  $c$  – скорость звука в рабочей жидкости.

Проведенные численно-аналитические исследования показали, что значение  $\tilde{\Pi}[(g + 1/3\ddot{x}_c + m_g) : \partial u_x / \partial t]$  не превышает 0,102. Следовательно, массовой силой в уравнении (2) можно пренебречь, при этом погрешность не превысит 0,13 %. Аналогичное допущение принимают большинство исследователей [9, 12, 20].

По методике, приведенной в работе [20], проводилась оценка члена уравнения (2)  $u_x \partial u_x / \partial x$ , который выражает конвективное ускорение, по сравнению с локальным ускорением  $\partial u_x / \partial t$ . Оценивался порядок членов  $\tilde{\Pi}(u_x \partial u_x / \partial x) = u_x^2 / L$  и  $\tilde{\Pi}(\partial u_x / \partial t) = u_x c / L$ ;  $\tilde{\Pi}(u_x \partial u_x / \partial x : \partial u_x / \partial t) = u_x^2 / L : u_x c / L = u_x / c$ . Учитывая конструктивные и рабочие параметры гидравлического гасителя пульсаций, а также то, что для него всегда выполняется условие  $u_x \ll c$ , установлено, что  $\tilde{\Pi}(u_x \partial u_x / \partial x : \partial u_x / \partial t) \approx 0,015$ .

Следовательно, членом уравнения Навье-Стокса, учитывающим конвективное

ускорение, можно пренебречь, при этом погрешность не превысит 0,23 %.

Оценка члена, которым учитывается в уравнении (2) вязкость рабочей жидкости, проводилась по методике работы [22]. Оценивался порядок членов  $\tilde{\Pi}(\partial^2 u_x / \partial x^2) = u_x / L^2$  и  $\tilde{\Pi}(\partial^2 u_x / \partial r^2) = u_x / r^2$ . Расчеты показали, что величина  $\tilde{\Pi}(\partial^2 u_x / \partial r^2)$ , как минимум, на два порядка больше величины  $\tilde{\Pi}(\partial^2 u_x / \partial x^2)$ . Таким образом, членом  $\partial^2 u_x / \partial x^2$  в уравнении (2) можно пренебречь, при этом погрешность не превысит 1,4 %. Пренебрегали начальными участками каналов и трубопроводов. С учетом того, что  $u_r$  мало по сравнению с  $u_x$  подвергая осреднению, скорость и давление в произвольном сечении трубопровода далее рассматривали одномерную модель течения рабочей жидкости в гидравлическом гасителе пульсаций.

Принятые допущения позволили представить уравнения (2) и (3) в виде [10]:

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{\partial u_{sr}}{\partial t} + \frac{\partial p_{sr}}{\partial x} + F(t) &= 0, \\ \frac{\partial u_{sr}}{\partial x} + \frac{1}{E} \frac{\partial p_{sr}}{\partial t} &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

где:  $u_{sr}$  и  $p_{sr}$  – осредненные скорости и давления в произвольном сечении

трубопровода,  $F(t) = \frac{8v_t \rho}{r_0^2} + \frac{4v_t \rho}{r_0^2} \int_0^t \frac{\partial u_{sr}(t_1)}{\partial t} W^*(t-t_1) dt_1$  – падение давления на

единицу длины трубопровода [23],  $W^*(t-t_1)$  – весовая функция, которая учитывает изменение скорости в прошедшие моменты времени,  $r_0$  – радиус трубопровода,  $E$  – приведенный модуль упругости рабочей жидкости, который рассчитывался с учетом содержания воздуха и толщины стенки трубопровода (канала) по зависимостям, приведенным в работе [7].

Сравнения математического описания волновых процессов в трубопроводе с распределенными параметрами (метод характеристик) и сосредоточенными параметрами (методы 4-х полюсника, Коробочкина и Карплюса), приведенные в статье [10], показали возможность использования методов на базе сосредоточения параметров. О правомерности такого подхода при рассмотрении гидромеханических процессов, происходящих в объемных гидроприводах, говорится и в работе [24].

С учетом вышесказанного, получена математическая модель в сосредоточенных параметрах для гидравлического гасителя пульсаций рабочей жидкости с автоматической подстройкой параметров в составе гидропривода (рис. 1). Сосредоточение проводилось по Т-образной схеме, а в выходном канале по Г-образной схеме.

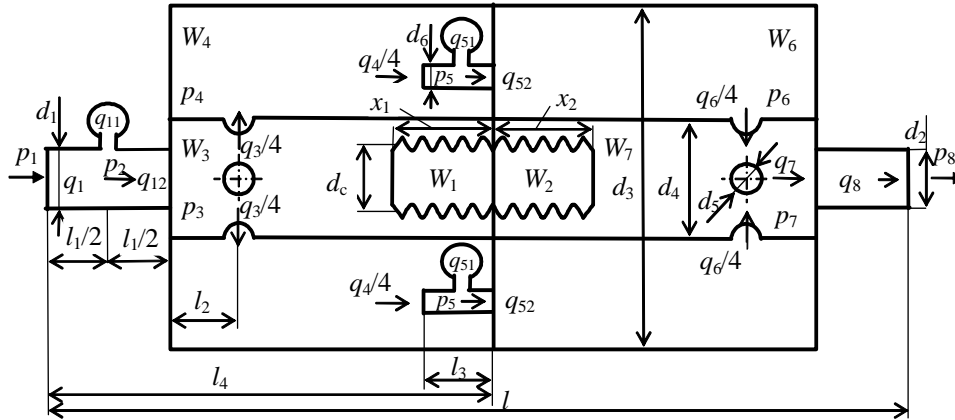


Рис. 1. Расчетная схема гидравлического гасителя пульсаций

Fig. 1. The calculated scheme of hydraulic suppressor of pulsations

Эта математическая модель включает следующие уравнения (см. рис. 1):

– уравнения движения рабочей жидкости в канале 1 и 5, которые рассчитываются по однотипным зависимостям:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_{1(5)}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_{1(5)}} [p_{1(4)}(t) - p_{2(5)}(t)] - \frac{R_{1(5)}}{L_{1(5)}} q_{1(5)}(t), \\ \frac{d p_{2(5)}(t)}{d t} &= \frac{1}{C_{1(5)}} q_{11(51)}(t) = \frac{1}{C_{1(5)}} [q_{1(5)}(t) - q_{12(52)}(t)], \\ \frac{d q_{12(52)}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_{1(5)}} [p_{2(5)}(t) - p_{3(6)}(t)] - \frac{R_{1(5)}}{L_{1(5)}} q_{12(52)}(t) \end{aligned} \right\}, \quad (5)$$

– уравнения движения рабочей жидкости в выходном канале 8:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_7(t)}{d t} &= \frac{1}{L_8} [p_7(t) - p_8(t)] - \frac{R_8}{L_8} q_7(t), \\ \frac{d p_8(t)}{d t} &= \frac{1}{C_8} q_{81}(t) = \frac{1}{C_8} [q_7(t) - q_8(t)] \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

– уравнение неразрывности:

$$q_5(t) = 1/4 q_4(t), \quad (7)$$

– уравнение давления в камерах 4 и 6, которые рассчитываются по однотипным зависимостям:

$$\frac{d p_{4(6)}(t)}{d t} = [1(4) q_{3(52)}(t) - q_{4(6)}(t)] \frac{E}{W_{4(6)}}, \quad (8)$$

где:  $W_{4(6)}$  – объем камеры;

– уравнение давления в камерах с изменяющимся объемом 3 и 7, которые рассчитываются по однотипным зависимостям:

$$\frac{dp_{3(7)}(t)}{dt} = [q_{12(6)}(t) - q_{3(7)}(t)] \frac{E}{W(t)_{3(7)}}, \quad (9)$$

где:  $W(t)_{3(7)}$  – объем камеры;

– уравнение изменения объема камер 3 и 7:

$$W(t)_{3(7)} = \frac{\pi d_{3(7)}^2}{4} l - W(t)_{1(2)}, \quad (10)$$

где:  $W(t)_{1(2)}$  – переменный, под действием пульсирующего давления, объем камер сильфонов, которые рассчитываются по следующей зависимости

$$W(t)_{1(2)} = \frac{\pi d_C^2 A_C}{4 c_{C\Sigma}} p(t)_{3(7)}, \quad (11)$$

– уравнение расхода через отверстия во внутренних камерах, которые рассчитываются по однотипным зависимостям:

$$1/4 q_{4(7)}(t) = \mu_o A_o \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{3(6)}(t) - p_{4(7)}(t))}, \quad (12)$$

Уравнения (5) – (12) дополняли ограничениями:

$$p_i(t) \geq p_{\text{пар}}, \quad \frac{A_C}{c_{C\Sigma}} p(t)_{3(7)} \leq n_C (t_C - 2\delta_C), \quad (13)$$

где:  $p_{\text{пар}}$  – давление насыщенных паров рабочей жидкости;  $A_C$  – эффективная площадь сильфона;  $c_{C\Sigma}$  – жесткость сильфона по давлению;  $t_C$  – шаг гофрировки сильфона;  $\delta_C$  и  $n_C$  – соответственно толщина стенки и количество рабочих гофров сильфона.

Заметим, что при использовании в качестве упругих элементов сильфонов работающих совместно с винтовой цилиндрической пружинной или двух сильфонов  $c_{C\Sigma}$  определяется как их суммарная жесткость.

При составлении уравнений модели использованы известные соображения об аналогии гидродинамических и электродинамических процессов, что в частности, нашло свое отражение в используемых обозначениях. В уравнениях (5) – (13) величины  $L_8 = \rho l_8 / A_8$  и  $L_{1(5)} = \rho l_{1(5)} / 2A_{1(5)}$  – играют роль индуктивного

сопротивления 8-го и 1 (5)-го каналов; величины:  $R_8 = \frac{8\nu_t \rho l_8}{A_8 r_8^2}$  и

$R_{1(5)} = \frac{8\nu_t \rho l_{1(5)}}{2A_{1(5)} r_{1(5)}^2}$  – роль активного сопротивления 8-го и 1 (5)-го каналов;

величины  $C_i = A_i l_i / E$  – роль емкости  $i$ -го канала. Кроме того, обозначено:  $r_i$  – радиус сечения  $i$ -го канала;  $d_C$  – средний диаметр сильфона;  $\mu_o$  и  $A_o$  – соответственно коэффициент расхода и площадь отверстия.



## ВЫВОДЫ

Получена математическая модель гидравлического гасителя пульсаций рабочей жидкости с автоматической подстройкой параметров в составе гидропривода, позволяющая исследовать установившиеся и переходные процессы. Обоснована правомерность принятых допущений. Полученные результаты позволят производить обоснованный расчет конструктивных и рабочих параметров гидравлического гасителя пульсаций рабочей жидкости с автоматической подстройкой параметров в составе гидропривода.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Гидравлические и пневматические силовые системы управления / Дж. Ф. Блекборн, Г. Ритхоф, Дж. Л. Шерер. Под ред. Дж. Ф. Блекборна: Пер. с англ. – М.: Иностран. лит., 1962. – 614 с.
2. Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. – М.: Машиностроение, 1976. – 240 с.
3. Вен Чень-Куо. Передача энергии в гидросистемах с помощью пульсирующего потока //Тр. амер. о-ва инж.-мех. Сер. Теоретические основы инженерных расчетов, 1966. – № 3. – С. 34 – 41.
4. Баранов В.Н., Захаров Ю.Е. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы. – М.: Машиностроение, 1966. – 243 с.
5. Исследование и расчет струйных элементов и цепей системы автоматического регулирования / Под ред. Д.Н. Попова. Труды МВТУ им. Н.Э. Баумана, № 244. – М.: МВТУ, 1977. – 77 с.
6. Андренко П.Н. Принцип построения гидравлических аппаратов нового класса // Вестник НТУ "ХПИ". – 2001. – Вып. 129, Ч. 2. – С. 102 – 106.
7. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. – М.: Машиностроение, 1982. – 240 с.
8. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1973. – 847 с.
9. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-техн. лит., 1986. – 368 с.
10. Лурье З.Я., Скляревский А.Н., Татьков В.В. Волновые процессы в объемных гидроагрегатах и анализ методов их математического описания //Вісник НТУ "ХПІ". – 2005. – №28. –С.105 – 116.
11. Андренко П.М., Гречка І.П. Математична модель нового гідравлічного вібраційного контуру // Вісник Сумського державного університету. – 2005 – № 12 (84) – С. 96 – 104.
12. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика. – М.: Машиностроение, 1987. – 440 с.
13. Седов Л.И. Механика сплошной среды. – М.: Наука, М.: Наука. Гл. ред. физ.-техн. лит., 1973. – Т. 1. – 536 с.
14. Kollek W. Kształtowanie konstrukcji elementow rozwojem napędow hydraulicznych // Napędy hydrostatyczny maszyn – rozwój I wytwarzanie. Konferencja naukowo-techniczna, Gdansk, 19 – 20 listopad, 1999. – S. 25 – 38.
15. Скворчевский Е.А., Усатый А.П. Гасители колебаний давления в гидравлических системах // Вестник машиностроения, 1980. – № 4. – С. 14 – 15.

16. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. – М.: Машиностроение, 1980. – 156 с.
17. Андренко П.М., Дмитрієнко О.В. Математичні моделі і розрахункові дослідження гідравлічних гасителів і підсилювачів пульсацій тиску // Східно – Європейський журнал передових технологій. – 2004. – № 5 (11). – С. 88 – 93.
18. Андренко П.М. Метод розрахунку коефіцієнта підсилення інтерференційного підсилювача пульсацій // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2006 – Вып. 42. – С. 59 – 67.
19. Патент 82336 Україна, МПК F16L 55/04. Гаситель коливаний рідини в трубопроводі. на винахід / Андренко П.М., Білокін І.І., Стеценко Ю.М., Свиноренко М.С.; заявник і патентовласник СП ЗАТ “ХЕМЗ – ІРЕС” / – № 200504242; заявл. 04.05.2005; опубл. 10.04.2006. Бюл. № 7.
20. Лямаев Б.Ф., Небольский Г.П., Нелюбов В.А. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах. Методы расчета на ЭВМ. Под ред. Б. Ф. Лямаева. – Л.: Машиностроение, 1978. – 192 с.
21. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.
22. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидросистем. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.
23. Трихка Л.М. Эффективный метод моделирования зависящих от частоты силы трения в неустановившемся потоке жидкости // Теоретические основы инженерных расчетов, 1975, №1. – С. 207 – 214.
24. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард и др. под ред. С.А. Ермакова. – М.: Машиностроение, 1988. – 312 с.

## MATHEMATICAL MODEL HYDRAULIC SUPPRESSOR PULSATIONS OF PRESSURE WITH AUTOMATIC FINE TUNING PARAMETERS

Pavel Andrenko, Maksim Svinarenko

**Summary.** Was instanced the designed mathematical model of a hydraulic suppressor pulsations of a working liquid with automatic tuning of the parameters, taken into account complex hydromechanical processes and allowing to carry out their research, to establish influence on them of constructive and working parameters.

**Key words:** suppressor of pulsations, mathematical model, nonstationary current, hydromechanical process.