

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ НАСОСОВ

Павел Андренко, Антон Лебедев

Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт”

Аннотация. Получена математическая модель стенда для испытаний насосов при их работе на газожидкостной смеси и газожидкостной смеси с добавлением поверхностно-активных веществ, которая, вместе с математической моделью насоса, позволяет рассчитать рабочие характеристики насоса, определить пульсации давления на его выходе.

Ключевые слова: стенд, насос, математическая модель, рабочая характеристика, газожидкостная смесь.

ВВЕДЕНИЕ

Гидравлические агрегаты широко используются в современных мехатронных системах технологического оборудования, транспортных машинах, и других гидрофицированных машинах. В первую очередь это обусловлено тем, что они имеют высокую долговечность, надежно защищены от перегрузок, обеспечивают исполнительным механизмам машин высокую механическую жесткость, точность позиционирования и реверса. Их применение значительно упрощает автоматизацию производственных процессов и повышает качество машин, позволяет значительно уменьшить вес и габариты последних. Они надежно работают в любых климатических условиях [1]. Одним из основных элементов гидроагрегатов является насос, превращающий механическую энергию в потенциальную энергию рабочей жидкости. Все, без исключения, насосы проходят контрольные испытания, в том числе динамические согласно ГОСТ [2]. Эти испытания проводят на специализированных стендах, при разработке и проектировании которых необходимо обеспечить условия работы максимально близкие к реальным. Для динамических насосов используемых в нефтедобывающей, химической и других отраслях промышленности актуальной есть задача определения их характеристик при работе на газожидкостной смеси и газожидкостной смеси с добавлением поверхностно-активных веществ.

АНАЛИЗ ПУБЛИКАЦИЙ

Вопросам проектирования и расчета гидравлических гидроагрегатов, в том числе и стендов для их испытаний, посвящено достаточно большое количество работ Т.М. Башты, В.П. Бочарова, Н.С. Гамынина, Г.Й. Зайончковского, Р.Д. Искович – Лотоцкого, Б.Л. Коробочкина, В.А. Лещенко, З.Я. Лурье, К.Л. Навроцкого, В.Н. Прокофьева, Д.Н. Попова, А.Н. Скляревского, В.Б. Струтинского, З.Л. Финкельштейна, Е.М. Хаймовича, О.М. Яхно и других. В их работах рассмотрены

фундаментальные основы построения гидроагрегатов которые базируются на их полных математических моделях и позволяют получить гидроагрегаты с заданными рабочими характеристиками. Информация относительно математических моделей гидравлических стендов для испытаний насосов при их работе на газожидкостной смеси и газожидкостной смеси с добавлением поверхностно-активных веществ в научно-технической литературе отсутствует. Таким образом, построение математической модели такого стенда, которая позволит повысить точности определения рабочих характеристик насосов, является актуальной научно-технической задачей.

В связи с этим перед нами была поставлена задача: разработать математическую модель стенда для испытаний насосов при их работе на газожидкостной смеси и газожидкостной смеси с добавлением поверхностно-активных веществ, которая, вместе с математической моделью насоса, позволяет рассчитать рабочие характеристики насоса, определить пульсации давления на его выходе.

УЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОЖИДКОСТНОЙ СМЕСИ В МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СТЕНДА

Точность моделирования рабочих процессов в гидроагрегатах зависит от правильного определения параметров жидкости. Так как, при исследовании таких процессов используют дифференциальные уравнения, содержащие плотность, вязкость и модуль объемной упругости жидкости. Большинство исследователей при расчете и моделировании таких процессов принимают значения этих параметров постоянными и равными их средним значениям. Однако в процессе работы гидроагрегатов параметры жидкости изменяются. Отметим, что жидкость, как правило, содержит растворенное и нерастворенный воздух, при этом последний существенным образом влияет на ее свойства [3]. Среднее значения содержания воздуха в гидроагрегате может составлять от 0,1 до 5,0 % [4].

Для определения характеристик газожидкостной смеси использовали аналитические зависимости с работ [3, 5], которые записывали в виде:

модуль объемной упругости

$$E_c(t) = k(p(t) + 10^5)(Ap(t) + B) \frac{(1 - m_0) \sqrt[4]{\frac{Ap_0 + B}{Ap(t) + B}} + m_0 \sqrt[4]{\frac{p_0 + 10^5}{p(t) + 10^5}}}{k(p(t) + 10^5)(1 - m_0) \sqrt[4]{\frac{Ap_0 + B}{Ap(t) + B}} + m_0(Ap + B) \sqrt[4]{\frac{p_0 + 10^5}{p(t) + 10^5}}}; \quad (1)$$

плотность

$$\rho_c(t) = \rho_{p0} \left\{ (1 - m_0) \left[1 + \frac{p(t) - p_0}{E_c(t)} \right] \left[\frac{1}{1 + \alpha(T(t) - T_0)} \right] \right\} + \rho_{g0} m_0 \frac{p(t)}{p_0} \frac{T_0 + 273^\circ}{T(t) + 273^\circ}; \quad (2)$$

коэффициент динамической вязкости

$$\mu_C(t) = \mu_0(1 + 1,5m_0) \left[1 + a \frac{p(t) - p_0}{p_0} \right] e^{-\lambda_T(T(t) - T_0)}; \quad (3)$$

коэффициент кинематической вязкости

$$\nu_{iC}(t) = \mu_C(t) / \rho_C(t). \quad (4)$$

В формулах (1) – (4) обозначено: t – время; k – показатель политропы; p_0 , $p(t)$ – соответственно начальное и рабочее давление жидкости; A , B – параметры жидкости, с статьи [3], учитывающие ее температуру и марку; $m_0 = V_{g0}/V_{c0}$ – отношение фазы нерастворенного воздуха V_{g0} , к полному объему смеси V_{c0} ; ρ_{p0} и ρ_{g0} – плотность жидкости и ее газовой составляющей при нормальных условиях соответственно; α – температурный коэффициент объемного расширения жидкости; T_0 и $T(t)$ – начальная и текущая температура жидкости соответственно; a , λ_T – коэффициенты ($a = 0,003$, [6]; λ_T , зависит от типа жидкости и для рабочих жидкостей гидроагрегатов находится в интервале $0,023 - 0,028$, [7]).

Отметим, что изменение в процессе работы температурного режима работы гидроагрегата зависит от нагрузки [8], следовательно законом изменения температурного режима необходимо задаваться используя значения температуры полученные в результате теплового расчета.

СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ НАСОСОВ

Их проводят согласно ГОСТ 6134-87, на стенде с замкнутой циркуляцией жидкости, рис. 1. При этом снятие каждой точки характеристики проводят не менее трех раз. Полученные характеристики сравнивают с теоретическими, расчет которых проводят, используя соответствующие математические модели насосов. Отличительной особенностью разработанного стенда является то, что он оснащен смесительным баком БСМ для смешивания воды с маслом или поверхностно-активными веществами, диспергатором Д, для смешивания воздуха с рабочей жидкости, и системой подачи воздуха: ресивером РС, дросселем ДР1 и ротаметром Р1.

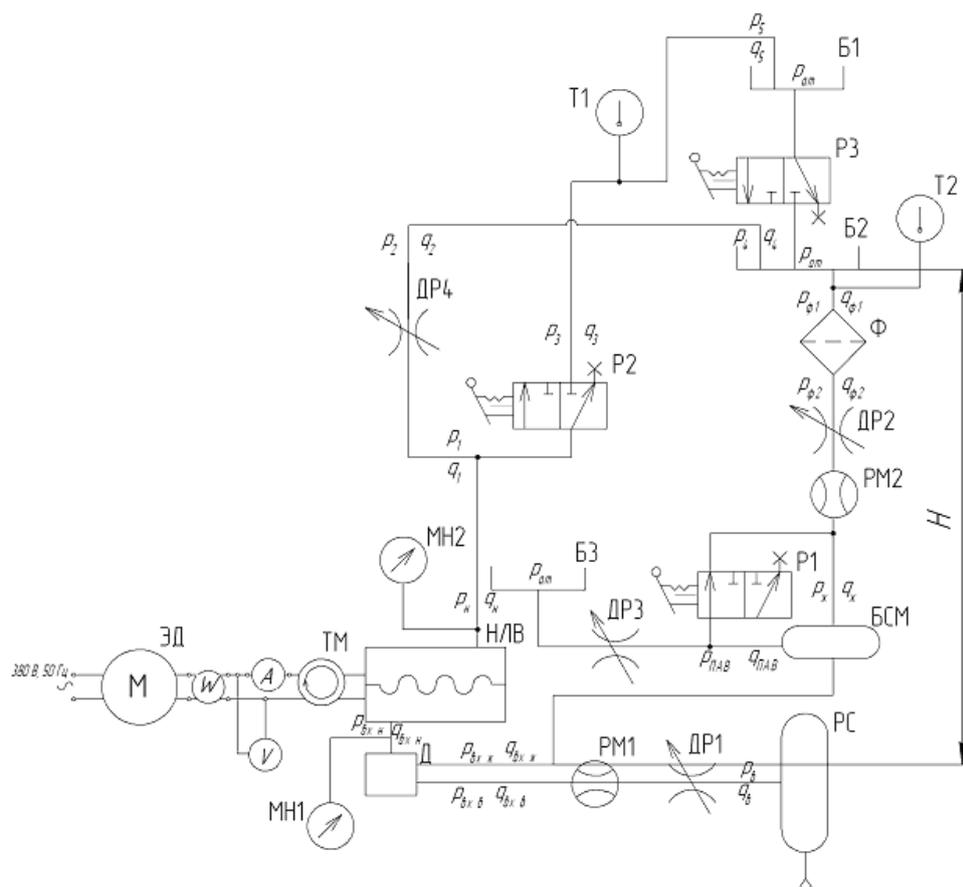


Рис. 1. Расчетная схема стенда: ЭД – электродвигатель; ТМ – тахометр; МН1, МН2 – манометры; Д – диспергатор; НЛВ – насос лабиринтно-винтовой; РМ1, РМ2 – расходомеры; ДР1-ДР4 – дроссели (вентили); Б1 – бак мерный; Б2 – бак рабочий; Б3 – бак масляный; БСМ – бак смесительный; Р1-Р3 – гидрораспределители; Т1, Т2 – термометры; РС – ресивер; Ф – фильтр

Fig. 1. Calculation chart of stand: ЭД – electric motor; ТМ – tachometer; МН1, МН2 – manometers; Д – dispergator; НЛВ – labyrinth-screw pump; РМ1, РМ2 – flowmeters; ДР1-ДР4 – throttles (valves); Б1 – measured tank; Б2 – worker tank; Б3 – oil tank; БСМ – mixer tank; Р1-Р3 – valves; Т1, Т2 – thermometers; РС – receiver; Ф – filter;

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СТЕНДА

Она включает математические модели отдельных его элементов.
Математическая модель насоса

$$q_N(t) = q_{Nt}(t)\eta_{ow}, \quad (5)$$

где $q_{Nt}(t)$ и η_{ow} – соответственно теоретическая подача и объемный КПД насоса.

Математическая модель напорных трубопроводов (рис. 2), полученная нами, в

сосредоточенных параметрах, по Т и Г-образным схемам, которая в отличие от модели, приведенной в работе [9], учитывает изменяющиеся во времени характеристик газожидкостной смеси.

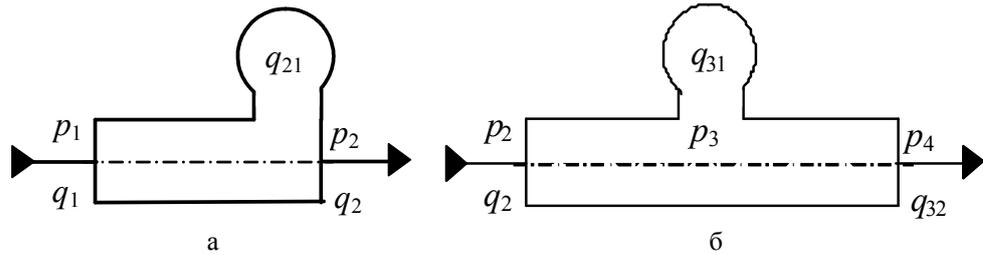


Рис. 2. Расчетная схема трубопровода: а – Г-образная; б – Т-образная

Fig. 2. Calculation chart of pipeline: а – Г-type; б – Т-type

Сосредоточение в конце трубы по Г-образной схеме (рис. 2.2, а):

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_1(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1(t)} [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{R_1(t)}{L_1(t)} q_1(t), \\ \frac{d p_2(t)}{d t} &= \frac{1}{C_1(t)} q_{21}(t) = \frac{1}{C_1(t)} [q_1(t) - q_2(t)] \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

где $q_1(t)$, $q_2(t)$ и $q_{21}(t)$ – соответственно, расходы на входе, выходе трубопровода и обусловленный сжатием рабочей жидкости в трубопроводе.

Сосредоточение по Т-образной схеме (рис. 2.2, б):

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_2(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_2(t) - p_3(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_2(t), \\ \frac{d p_3(t)}{d t} &= \frac{1}{C_3(t)} q_{31}(t) = \frac{1}{C_3(t)} [q_2(t) - q_{32}(t)], \\ \frac{d q_{32}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_3(t) - p_4(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_{32}(t) \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

где $q_{31}(t)$ и $q_{32}(t)$ – соответственно расходы обусловленный сжатием рабочей жидкости в трубопроводе и на выходе трубопровода.

При составлении уравнений модели трубопровода использованы известные соображения об аналогии гидродинамических и электродинамических процессов, что, в частности, нашло свое отображение в использованных обозначениях. В уравнениях (6) и (7) величины $L_1(t) = \rho_C(t) l_1 / A_1$ и $L_3(t) = \rho_C(t) l_3 / 2 A_3$ – играют роль индуктивного сопротивления трубопровода; величины $R_1(t) = \frac{8 \nu_{tC} \rho_C(t) l_1}{A_1 r_1^2}$

и $R_3(t) = \frac{8 \nu_{tC} \rho_C(t) l_3}{2 A_3 r_3^2}$ – роль активного сопротивления трубопровода;

величины $C_i(t) = A_i l_i / E_C(t)$ – роль емкости i -го трубопровода (канала). Кроме того, обозначены: r_i – радиус сечения i -го трубопровода (канала); A_i – площадь i -го трубопровода (канала).

Заметим, что площадь проходных пересечений трубопроводов и каналов выбирают в зависимости от допустимой скорости жидкости в них.

Математическая модель всасывающего трубопровода. Так как жидкость из бака Б2 и поверхностно-активные вещества к диспергатору подаются самотеком под постоянным напором H , то давление рабочей жидкости на входе насоса:

$$p_{вхN} = \rho_C(t) g H, \quad (8)$$

где g – ускорение свободного падения; H – уровень между рабочим баком и диспергатором.

Математическая модель дросселя, рис. 3, состоит из уравнений:

- расхода через дроссель, который рассчитывается по зависимости

$$q_{di}(t) = G_{di}(t) \sqrt{p_1(t) - p_2(t)}, \quad (9)$$

где $p_1(t)$ и $p_2(t)$ – соответственно изменение давления на входе и выходе дросселя;

$G_{di}(t)$ – проводимость дросселя;

- ограничение перемещения запорно-регулирующего элемента дросселя

$$0 < x_{zre\ di}(t) \leq x_{zre\ di\ max}, \quad (10)$$

где $x_{zre\ di\ max}$ – максимальное перемещение запорно-регулирующего элемента дросселя.

Проводимость дросселя рассчитывается по зависимости:

$$G_{di}(t) = \mu_{di}(Re_{di}) A_{di}(x_{zre\ di}(t)) \sqrt{\frac{2}{\rho_C(t)}}, \quad (10)$$

где $\mu_{di}(Re_{di})$ – коэффициент расхода дросселя; $A_{di}(x_{zre\ di}(t))$ – площадь проходного сечения дросселя, которая для схемы (рис. 3), рассчитывается по формуле:

$$A_{di}(x_{zre\ di}(t)) = \pi h(x_{zre\ di}(t)) \frac{D+d}{2}. \quad (11)$$

Заметим, что в зависимости от формы дросселирующего отверстия и конструкции дросселя используют разные зависимости для определения площади его проходного сечения.

Коэффициент расхода дросселя рассчитываем по формуле [10]:

$$\mu_{di}(Re_{di}) = \mu_{dic} \sqrt{Re_{di}(t)} / \sqrt{Re_k + Re_{di}(t)}, \quad (12)$$

где μ_{dic} – коэффициент расхода в статическом режиме; $Re_{di}(t)$ и Re_k – соответственно число Рейнольдса и коэффициент коррекции.

Математическая модель гидрораспределителя. Использовали двухпозиционный гидрораспределитель с ручным управлением, которым управляет пуском, остановкой и направлением потока жидкости (рис. 4). Заметим, что тип управления на рис. 4 не показан.

Расчет расхода через i -тый гидрораспределитель проводится по зависимости:

$$q_{pi}(t) = \mu_{pi}(Re) A_{pi} \sqrt{\frac{2}{\rho_C(t)} \Delta p_{oki}(t)}, \quad (13)$$

где $\mu_{pi}(Re)$ – коэффициент расхода; A_{pi} – площадь поперечного сечения рабочего окна; $\Delta p_{oki}(t)$ – перепад давления на рабочем окне.

$$p_{pi}(t) = \begin{cases} 0, & \text{при } x_{pi}(t) = 0; \\ p_{pi}(t), & \text{при } x_{pi}(t) > 0. \end{cases} \quad (14)$$

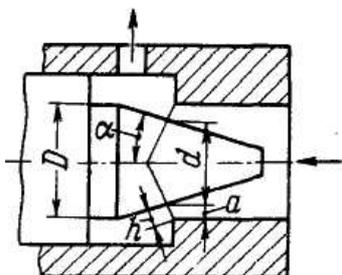


Рис. 3. Расчетная схема дросселя

Fig. 3. Calculation chart of throttle

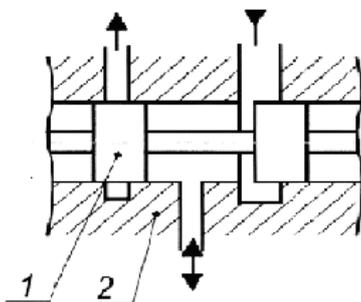


Рис. 4. Расчетная схема гидрораспределителя: 1 – запорно-регулирующий элемент; 2 – корпус

Fig. 4. Calculation chart of valve: 1 – plug-forming regulative element; 2 – corps

ограничение перемещения запорно-регулирующего элемента распределителя:

$$0 < x_{pi}(t) \leq x_{pi \max}, \quad (15)$$

где $x_{pi \max}$ – максимальное перемещение запорно-регулирующего элемента распределителя.

Математическая модель фильтра, она состоит из уравнений:

– перепада давления [11]

$$\Delta p_f = p_{11} - p_{12} = \frac{\mu_c q_{12}}{k_f A_f}, \quad (16)$$

где k_f – коэффициент фильтра, который зависит от тонкости фильтрации рабочей жидкости и определяется из табл. [11], л/см²; A_f – площадь фильтра, см²;

– неразрывности

$$q_{12} = q_{11}. \quad (17)$$

Кроме математических моделей отдельных гидроаппаратов в математическую модель стенда входят уравнения неразрывности:

$$q_{vxN} = q_{vxr} + q_{vxp}; q_{bxr} = q_{pAB} + q_r; q_N(t) = q_3(t) \text{ или } q_N(t) = q_2(t), \quad (18)$$

а также уравнение равенства давления

$$p_{vxr}(t) = p_{vxp}(t). \quad (19)$$

Уравнения (5) – (19) дополняли ограничениями $p_i(t) \geq p_{\text{пар}}$, где $p_{\text{пар}}$ – давление насыщенного пара жидкости, а состояния рабочей жидкости учитывали уравнениями (1) – (4).

Математическая модель пневматического дросселя. Заметим, что в пневматической системе стенда используется ресивер, следовательно, пульсации давления в ней отсутствуют. Так как, режим течения через дроссель докритический, его математическая модель состоит из уравнений:

– расхода [12]

$$\dot{m}_g = \mu_d A_d \sqrt{\frac{p_2(p_1 - p_2)}{RT_2}}, \quad (20)$$

где \dot{m}_g – массовый расход через дроссель; μ_d и A_d – соответственно коэффициент расхода, определяемый по формуле $\mu_d = 1/\sqrt{1+\zeta}$, здесь ζ – коэффициент сопротивления дросселя и площадь поперечного сечения канала дросселя; p_1 и p_2 – соответственно давления на входе и выходе дросселя; R – газовая постоянная; T_2 – температура воздуха на выходе из дросселя;

– неразрывности

$$\dot{m}_{g1} = \dot{m}_{g2}. \quad (21)$$

Уравнение (20) дополняли уравнениями изменения состояния воздуха. Термодинамический процесс изменения состояния воздуха в пневматической системе принимали изотермическим, т.е. $T_0 = T_1 = T_2 = T$, в то время как при истечение через дроссель процесс принимался адиабатическим. Это допущение хорошо подтверждается экспериментами [13].

Объемный расход через дроссель определяли по зависимости

$$q_g = \dot{m}_g \rho_{g0}. \quad (22)$$

Математическая модель пневматического трубопровода. Так как, воздух в гидравлическую систему стенда подается с постоянным расходом и давлением, пульсации расхода и давления отсутствуют, его математическая модель состоит из уравнения потерь давления, которое определяется по известной формуле

$$\Delta p_g = \zeta_{\Sigma} \frac{\rho_{g0} v_g^2}{2}, \quad (23)$$

где ζ_{Σ} – коэффициент сопротивления трубопровода; v_g – средняя скорость течения воздуха.

ВЫВОДЫ

Впервые предложено использовать в математической модели трубопроводов, в сосредоточенных параметрах, по Т и Г-образным схемам, через изменяющиеся во времени коэффициенты индуктивного, активного сопротивления трубопроводов и емкости, учитывать изменяющиеся характеристики газожидкостной смеси.

Получена, с учетом максимального количества факторов, математическая модель стенда для испытаний насосов при их работе на газожидкостной смеси и газожидкостной смеси с добавлением поверхностно-активных веществ. Ее использование, вместе с математической моделью насоса на этапе его проектирования, позволит определить рабочие характеристики исследуемого насоса, в том числе и пульсации рабочей жидкости на его выходе, сократить время проектирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кулешков Ю.В. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен. Теория, конструкция и расчет / Ю.В. Кулешков, М.И. Черновол, О.В. Бевз, Ю.А. Титов – Кировоград: “КОД”, 2009 – 257 с.
2. ГОСТ 6134 – 87. Насосы динамические. Методы испытаний. – М.: Изд. стандартов, 1987. – 29 с.
3. Прокофьев В.Н. Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа/ В.Н. Прокофьев, И.А. Лузанова, Ж.Б. Емченко, А.В. Осецкая // Известие ВУЗов. Машиностроение, 1968. – №.2. – С. 87 –93.
4. Снижение содержания воздуха и воды в рабочих жидкостях гидравлических систем : Обзор / Рокшевский В.А., Татков В.В., Ливада Г.Ф. и др. – М.: НИИМаш, 1981. – 58 с.
5. Лурье З. Исследование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата системы смазки металлургического оборудования с учетом характеристик двухфазной жидкости / З. Лурье, И. Федоренко // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2010. – Vol. 12 С. С. 10 – 25.
6. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления / Н.С. Гамынин – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.

7. Электрогидравлические следящие системы / Хохлов В.А., Прокофьев В.Н., Борисова Н.А. и др. ; под ред. В.А. Хохлова. – М.: Машиностроение, 1971. – 431 с.
8. Губарев О.П. Вплив температурного режиму роботи багатопривідних циклових систем об'ємного гідроприводу на рівень енергоспоживання / О.П. Губарев, О.В. Левченко, О.В. Ветрова // Вісник НТУУ “КПІ”, Машинобудування. – К.: НТУУ “КПІ”, 2009. – № 59. – С. 216 – 219.
9. Скляревский О.М. Об'ємний гідропривід : [навч. посіб.] / О.М. Скляревский. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2001. – 212 с.
10. Данилов Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
11. Объемные гидравлические приводы / Башта Т.М., Зайченко И.З., Ермаков В.В. и др.; под ред. Т.М. Башты. – М.: Машиностроение, 1968. – 628 с.
12. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник / под общей ред. Е.В. Герц. – М.: Машиностроение, 1981. – 408 с.
13. Дмитриев В.Н. Основы пневмоавтоматики. / В.Н. Дмитриев, В.Г. Градецкий. – М.: Машиностроение, 1973, – 360 с.
14. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю.И. Чупраков – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
15. Машиностроительный гидропривод / Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др.– М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.
16. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т.М. Башта – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
17. Абрамов Е.И. Элементы гидропривода / Е.И. Абрамов, К.А. Колесниченко, В.Т. Маслов \ – К.: Техника, 1977. – 224 с.
18. Лурье З.Я. Динамические характеристики гидроагрегата с переменной нагрузкой и регулируемым приводящим электродвигателем насосной установки / З.Я. Лурье, И.Г. Лищенко, И.М. Федоренко // Промислова гідроліка і пневматика, 2009. – № 3(25). – С.77 – 83.
19. Лурье З.Я. Волновые процессы в объемных гидроагрегатах и анализ методов их математического описания / З.Я. Лурье, А.Н. Скляревский, В.В. Татьков // Вестник НТУ “ХПИ”. Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2005.–№28.– С.105-116.
20. Хохлов В.А. Электрогидравлические следящие системы / В.А. Хохлов, В.Н. Прокофьев, Н.А. Борисова и др. – М.: Машиностроение, 1971. – 431 с.
21. Гийон М. Исследование и расчет гидравлических систем / М. Гийон. Пер. с франц. – М.: Машиностроение, 1964. – 388 с.

MATHEMATICAL MODEL OF STAND FOR TESTS OF PUMPS

Annotation. The mathematical model of stand is got for the tests of pumps during their work on gas-liquid mixture and gas-liquid mixture with addition of poverkhnostno-aktivnykh matters, which, together with the mathematical model of pump, allows to expect working description of pump, define the pulsations of pressure on his output.

Keywords: stand, pump, mathematical model, working description, gas-liquid mixture.