

Системы приводів. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва. Мехатроніка

УДК 621.225.2001.24

З.Я. Лурье, д-р техн. наук,

И.М. Федоренко

Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт»

ВЛИЯНИЕ ДВУХФАЗНОЙ ЖИДКОСТИ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС МЕХАТРОННОГО ГИДРОАГРЕГАТА СИСТЕМЫ СМАЗКИ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Проаналізовано робочий процес мехатронного гідроагрегата системи змащування з урахуванням двофазності робочої рідини на основі однієї з формул модуля об'ємної пружності і запропонованих рівнянь густини, динамічної і кінематичної в'язкості у функції газомісткості, температури і тиску.

In this article discusses the workflow of mechatronic hydro greasing system, taking into the two-phase fluid through one of the formulas of the bulk modulus and the proposed adjoint equations, density, dynamic and kinematic viscosity as a function of gas content, temperature and pressure.

Введение

В рабочей жидкости (РЖ) объемных гидроагрегатов (ГА) технологических машин при их работе всегда имеется воздух в двух фазах (в растворенном виде — фаза Р и в нерастворенном виде — фаза Г) [1–5].

Наличие фазы Г увеличивает сжимаемость РЖ, уменьшает модуль упругости и плотность, повышает вязкость [5–7], замедляет отработку управляющих воздействий, способствует колебательности, увеличивает время разгона и выхода на установившийся режим рабочего органа машины, т.е. ухудшает показатели качества переходных процессов. Исследованию упругих свойств двухфазной РЖ и их влиянию на динамику гидросистем посвящен ряд работ [2, 3, 5–9]. В этих работах основное внимание уделено теоретическим и экспериментальным исследованиям по определению зависимостей модуля объемной упругости E_c двухфазной РЖ.

Наряду с этим не уделено должное внимание вопросу переменности плотности и вязкости двухфазной РЖ в функции газосодержания, температуры и давления. Одновременный учет влияния среды Г на модуль E_c , на переменность плотности ρ_c , динамической μ_c и кинематической ν_c вязкости, следовательно, на рабочий процесс ГА в настоящее время отсутствует в технической литературе. При исследовании динамики различных ГА чаще всего модуль E_c , плотность ρ_c и вязкость μ_c , ν_c принимают постоянными, равными средним значениям.

В настоящей статье на основе предлагаемой совокупности уравнений плотности, коэффициентов динамичес-

кой и кинематической вязкости, модуля объемной упругости двухфазной РЖ дана оценка влияния ее на рабочий процесс мехатронного гидроагрегата применительно к системе жидкой смазки металлургического производства.

Анализ литературных источников

С позиции акустических свойств РЖ с фазой Г можно рассматривать в среднем как однофазную среду (гомогенное приближение) со значением плотности [10]

$$\rho_c = \rho_{ж}(1 - Z) + \rho_{г}Z, \quad (1)$$

где $\rho_{ж}$, $\rho_{г}$ — плотность жидкости и газа соответственно; Z — доля объема РЖ, занятой пузырьками воздуха (при принятом в данной статье обозначении $Z = m_0$).

Плотность РЖ зависит от температуры и определяется выражением [3]

$$\rho_{ж} = \frac{\rho_{ж0}}{1 + \alpha(T - T_0)}, \quad (2)$$

где $\rho_{ж0}$ — плотность при температуре T_0 и давлении p_0 (при нормальных условиях); T — текущая температура РЖ в ГА; α — температурный коэффициент объемного расширения РЖ.

В работе [6] на примере расхода сжимаемой РЖ в нагнетательной полости цилиндра при допущении, что трение и нерастворенный воздух отсутствуют и волновые процессы не возникают, рассматривается выражение

$$\frac{dm_{жс}}{dt} = \rho \frac{dV_{жс}}{dt} + V \frac{d\rho}{dt}, \quad (3)$$

где $m_{ж}$ — массовый расход, $V_{ж}$ — объем РЖ. При условии неразрывности потока, линеаризованного закона деформации РЖ и интегрирования получено уравнение

$$\rho_{ж} = \rho_{ж0} \left(1 + \frac{(p - p_0)}{E_{ж}} \right), \quad (4)$$

где p — текущее давление; $E_{ж}$ — модуль объемной упругости однофазной РЖ.

Подобное уравнение имеется в работе [3].

Остановимся на вопросе, связанным с плотностью газовой составляющей двухфазной РЖ в части влияния температуры и давления. Формула Клайперона [11]

$$pV = \frac{m}{m_{\mu}} RT_K \quad (5)$$

является уравнением состояния газа (воздуха) и справедлива для идеального газа. Для реальных газов выражение (5) приближенно. Здесь R — газовая постоянная; m , V — масса и объем газа; m_{μ} — масса моля; T_K — температура по шкале Кельвина, равная $273^{\circ}C + T$.

Из формулы (5) непосредственно определяется плотность газа и ее зависимость при изменении давления от p_0 до p и температуры от $T_0 + 273^{\circ}C$ до $T + 273^{\circ}C$:

$$\rho_r = \frac{m}{V} = \frac{pm_{\mu}}{RT_K}, \rho_r = \rho_{r0} \frac{p}{p_0} \frac{T_0 + 273^{\circ}C}{T + 273^{\circ}C}, \quad (6)$$

возрастающая с увеличением давления p и уменьшающаяся по гиперболической зависимости с ростом температуры $T + 273^{\circ}C$. Здесь ρ_{r0} — плотность газа при нормальных условиях.

В работе [4] предлагается учитывать влияние газовой составляющей на коэффициент динамической вязкости множителем $(1 + 1.5m_{\mu})$, а в работе [5] влияние давления и температуры сомножителем

$$e^{a_1(p - p_0) - \lambda(T - T_0)},$$

или, с учетом работы [6],

$$\left(1 + a_2 \frac{p - p_0}{p_0} \right) e^{-\lambda(T - T_0)}, \quad (7)$$

где a_1 , λ и a_2 — коэффициенты.

Анализ известных нам литературных источников позволил установить, что в настоящее время отсутствуют аналитические зависимости для определения плотности и вязкости двухфазной РЖ в функции значений газосодержания, температуры и давления, которые совместно с уравнением модуля объемной упругости позволят повысить точность определения рабочего процесса объемных ГА.

Постановка задачи

В процессе эксплуатации объемных ГА технологического оборудования периодически изменяются режимы работы, приводящие к нежелательному повышению

и пульсациям давления РЖ, которые при нерегулируемых насосах снижаются в допустимом интервале с помощью установки переливного клапана. При этом, в большинстве случаев, параметры РЖ — модуль упругости, плотность и вязкость принимались без учета газосодержания, температуры и давления постоянными, равными средним значениям. Если уравнений модуля упругости E_c двухфазной РЖ для практических расчетов имеется несколько, то для определения плотности и вязкости их практически нет.

Современная тенденция в направлении разработки мехатронных ГА (МГА) [12], в составе которых предусматривается информационная подсистема, позволит учесть особенности характеристик двухфазной РЖ для улучшения функционирования МГА. Кроме того, введение в модель МГА уточненных зависимостей РЖ повысит ее адекватность натурному образцу и откроет возможность на стадии проектирования ставить и решать динамические и оптимизационные задачи по улучшению рабочего процесса.

В связи с этим возникает задача исследования рабочего процесса МГА, например, в составе одноточечной системы жидкой смазки металлургического оборудования, с учетом характеристик двухфазной РЖ.

Решение

На рис. 1 изображена схема мехатронного гидроагрегата (МГА) одноточечной системы смазки, в рамках которого рассматривается решение поставленной задачи.

МГА включает шестеренный насос (Н), асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором (АКЗ) с питанием от частотного преобразователя (ПЧ), измерительные преобразователи давления (ПД) и температур (ПТ1, ПТ2) (на схеме не показаны), нелинейный преобразователь обратной связи по давлению (НП) и в качестве имитатора пары трения регулируемый дроссель (Др). Информационная подсистема МГА позволяет также реализовывать поддержание заданного перепада ΔT температур в нагнетательной магистрали, при котором динамическая вязкость будет изменяться незначительно. Последнее очень важно для сохранения величины зазора в узле трения, а следовательно, его нормальной работы.

Математическая модель насоса включает уравнения:

- подачи

$$q_n(t) = \frac{V_0^H}{2\pi} \omega_m(t) - C_{ny} p_1(t) - C_{нп} [p_1(t) - p_{вс}] - \frac{V_0^H + V_k}{E_c} \dot{p}_1(t); \quad (8)$$

- момента сопротивления насоса, как нагрузки, преодолеваемого АКЗ

$$M_{CH}(t) = \frac{V_0^H}{2\pi} [p_1(t) - p_{ca}(t)] \cdot (1 + \overline{M}_{тр} + \alpha_1 \omega_m(t)). \quad (9)$$

Здесь $\bar{M}_{тр}$ — коэффициент потерь «сухого» трения; α_1 — коэффициент гидравлических потерь от скорости; V_0^H — рабочий объем насоса; $C_{НУ}, C_{НП}$ — коэффициенты утечки и перетечки соответственно; V_k — объем камеры соединения насоса с напорным трубопроводом.

В дальнейшем для упрощения записи уравнений опускаем независимый аргумент t .

На узел трения (в модели на D_p) РЖ от отдающей полости насоса поступает через магистральный (напорный) трубопровод. Учитывая пульсации подачи насоса, а следовательно, давления, при скачкообразном изменении нагрузки в МГА возникают нестационарные процессы. Они порождают волновые процессы в длинных каналах и трубопроводах и вызывают скачкообразные изменения давления и скорости РЖ. Эти процессы описываются дифференциальными уравнениями в частных производных. В работе [13] рассмотрены известные к настоящему вре-

мени приближенные методы, позволяющие с определенной точностью решать динамические задачи с нестационарными процессами в напорных трубопроводах объемных гидроагрегатов.

Рассмотрим построение модели на основе Г-образной схемы сосредоточения [13] (рис. 2).

При Г-образной схеме сосредоточения и представления трубопровода одним участком модель включает уравнения:

- давления на выходе камеры соединения канала насоса с напорным трубопроводом

$$\begin{aligned} \dot{p}_1 &= \frac{dp_1}{dt} = (q_{н1} - q_n) \frac{E_c}{V_0^H + V_k} = \\ &= \left[\frac{V_0^H}{2\pi} \omega_m - C_{НУ} p_1 - C_{НП} (p_1 - p_{вс}) - q_n \right] \cdot \quad (10) \\ \frac{E_c}{V_0^H + V_k} p_1 &= \int_0^{t_k} \dot{p}_1 dt; \end{aligned}$$

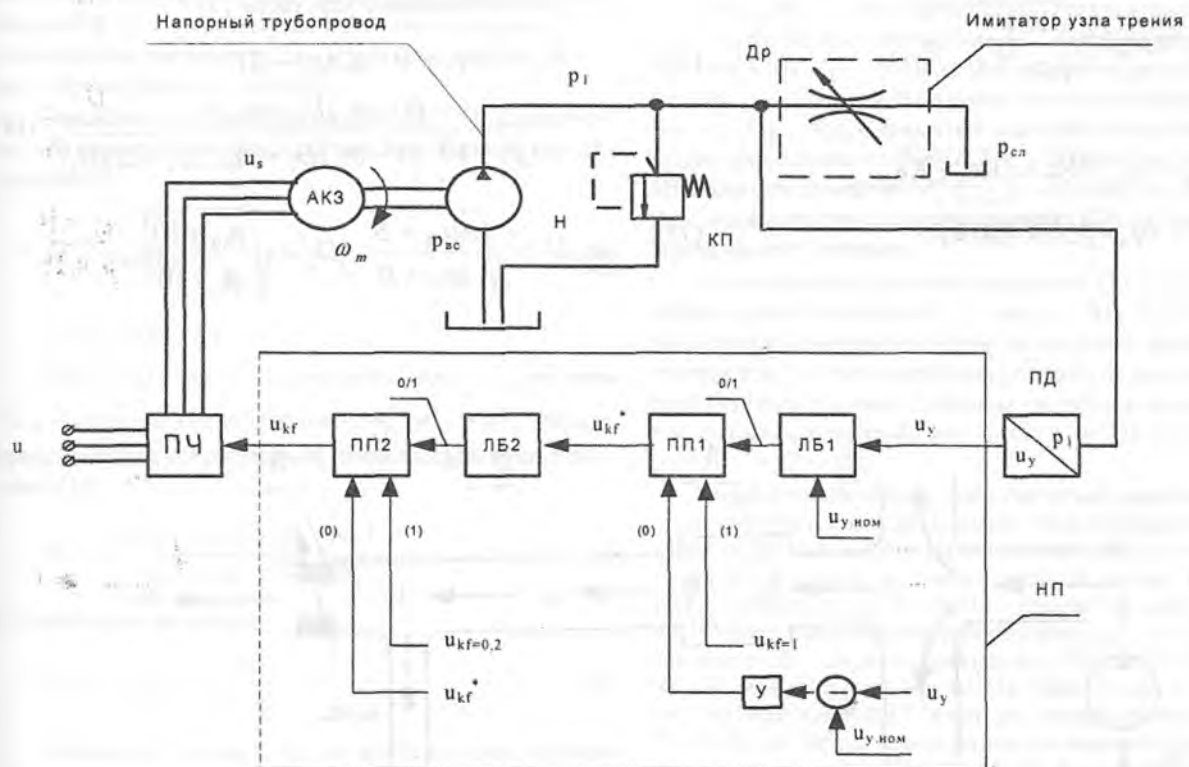


Рис. 1. Схема мехатронного гидроагрегата одноточечной системы жидкой смазки:

H — насос; АКЗ — регулируемый асинхронный электродвигатель; D_p — регулируемый дроссель; ПЧ — преобразователь частоты; ПД — измерительный преобразователь давления РЖ; КП — клапан предохранительный; НП — нелинейный преобразователь обратной связи по давлению p_1 , включающий: (ЛБ1, ЛБ2) — логические блоки с выходными сигналами 0/1; ПП1, ПП2 — программные переключатели; \ominus — вычитатель; \boxplus — усилитель с коэффициентом $K_{рр}$; $p_1, p_{сн}, p_{вс}$ — давления РЖ в соответствующих точках схемы; $u, u_s, u_y, u_{y,ном}, u_{kf}, u_{kf}^*$ — электрические напряжения в соответствующих точках схемы; $u_{kf=1}, u_{kf=0,2}$ — электрические напряжения, соответствующие коэффициентам k , частоты: 1 ($f = 50$ Гц) и 0,2 ($f = 10$ Гц); угловая скорость вращения вала насоса и АКЗ.

- расхода q_n на входе в трубопровод

$$\dot{q}_n = \frac{dq_n}{dt} = \frac{A_T}{\rho_c L_T} (p_1 - p_2) - \frac{32\mu_c}{d_T^2 \rho_c} q_n, \quad (11)$$

$$q_n = \int_0^{t_k} \dot{q}_n dt;$$

- давления p_2 на входе в дроссель

$$\dot{p}_2 = \frac{dp_2}{dt} = (q_n - q_{др}) \frac{E_{пр.т}}{V_T}, \quad (12)$$

$$p_2 = \int_0^{t_k} \dot{p}_2 dt;$$

- расхода через дроссель ДР [14]

$$q_{др} = \mu_{др} b h \sqrt{\frac{2}{\rho_c} (p_2 - p_{сл})}, \quad (13)$$

где

$$\mu_{др} = \mu_{шт} \sqrt{Re} / \sqrt{Re_k + Re}, \quad (14)$$

$$Re = 2q_{др} / [v_c b (1 + h/b)], \quad (15)$$

$$Re_k = \left(\frac{\mu_{шт}}{k_\mu} \right)^2, \quad (16)$$

$$E_{пр.т} = E_c / \left(1 + \frac{d_T}{\delta_T} \frac{E_c}{E_T} \right). \quad (17)$$

Здесь A_T, L_T, d_T, V_T — площадь поперечного сечения, длина, диаметр трубопровода и объем РЖ в нем; δ_T, E_T — толщина стенки и модуль упругости материала трубопровода; h, b и $A_{др}$ — открытие, радиальная ширина дросселирующей щели регулируемого шлицевого дросселя и площадь поперечного сечения; Re — число Рейнольдса, $\mu_{шт}$ — предельное значение коэффициента расхода $\mu_{др}$ при $Re \rightarrow \infty$; k_μ — начальное значение производной зависимости коэффициента расхода $\mu_{др} = f(\sqrt{Re})$ при $Re \rightarrow 0$; Re_k — постоянная коэффициента коррекции, задаваемая значениями k_μ и $\mu_{шт}$; $E_{пр.т}$ — приведенный модуль упругости трубопровода с РЖ.

Основные характеристики двухфазной РЖ на основе статьи [7], обобщенного анализа работ [2–6, 10, 11] представляются следующими аналитическими зависимостями:

- модуля объемной упругости [7]

$$E_c = k(p_1 + 10^5)(Ap_1 + B) \cdot \frac{(1 - m_0)D_1 + m_0D_2}{k(p_1 + 10^5)(1 - m_0)D_1 + m_0(Ap_1 + B)D_2}, \quad (18)$$

где $D_1 = \sqrt{\frac{Ap_{10} + B}{Ap_1 + B}}, D_2 = \sqrt{\frac{p_{10} + 10^5}{p_1 + 10^5}};$

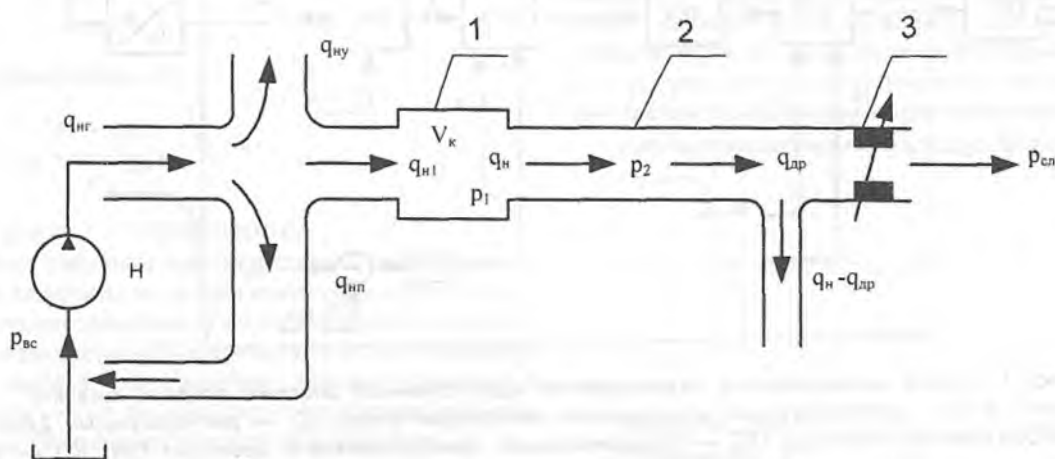


Рис. 2. Г-образная схема сосредоточения параметров трубопровода: 1 — камера; 2 — напорный трубопровод; 3 — регулируемый дроссель; $q_{нr}$ — геометрическая подача насоса; $q_{нy}, q_{нп}$ — объемные потери утечки и перетечки в насосе; $q_{н1} = q_{нr} - q_{нy} - q_{нп}$ — подача насоса на выход в камеру.

- плотности в функции газосодержания, давления и температуры с учетом формул (1),(2),(4) и (6)

$$\rho_c = \rho_{ж0} \left[(1 - m_0) \left(1 + \frac{p_1 - p_{10}}{E_c} \right) \left(\frac{1}{1 + \alpha(T - T_0)} \right) \right] + \rho_{г0} m_0 \frac{p_1 T_0 + 273^\circ C}{p_{10} T + 273^\circ C}; \quad (19)$$

- коэффициента динамической вязкости с учетом выражения (7) и множителя $(1 + 1,5 m_0)$

$$\mu_c = \mu_{ж0} (1 + 1,5 m_0) \left(1 + a_2 \frac{p_1 - p_0}{p_0} \right) \cdot e^{-\lambda_T (T - T_0)}; \quad (20)$$

- коэффициента кинематической вязкости

$$\nu_c = \mu_c / \rho_c, \quad (21)$$

где A, B — параметры РЖ, зависящие от типа масла и рабочей температуры гидросистемы; m_0 — содержание нерастворенного воздуха в относительных единицах; k — показатель политропы; p_{10} — начальное давление двухфазной РЖ; p — текущее давление в гидросистеме; 10^5 — атмосферное давление в Па; $\mu_{ж0}$ — динамическая вязкость при нормальных условиях.

Перейдем к построению модели АКЗ. Ограничимся, как это принято во многих работах, механической характеристикой

$$M_d = 2M_k \left/ \left(\frac{S}{S_k} + \frac{S_k}{S} \right) \right., \quad (22)$$

$$S = (\omega_s - \omega_m) / \omega_s.$$

При частотном управлении АКЗ с законом $M_{сн} = const$, а следовательно, $u_s^2 / u_{max}^2 = k_f^2$, модель представляется искусственной механической характеристикой [15]

$$M_{1,у} = \frac{2M_k S_k \omega_s (\omega_s k_f - \omega_m)}{(\omega_s k_f - \omega_m)^2 + S_k^2 \omega_s^2}, \quad k_f = f / 50 \quad (23)$$

и уравнением движения

$$M_{1,у} - M_{сн} = J_\Sigma \frac{d\omega_m}{dt}. \quad (24)$$

Изменение площади $A_{др}$ во времени (как имитация переменной нагрузки) представим неравенством

$$A_{др} = \begin{cases} A_{др0} & \text{при } 0 \leq t \leq t_1, \\ A_{др0} + K_a(t - t_1) & \text{при } t_1 \leq t \leq t_2, \\ A_{дрк} & \text{при } t_2 \leq t \leq t_3, \\ A_{дрк} - \Delta A & \text{при } t > t_3, \end{cases} \quad (25)$$

где $K_a = \frac{A_{дрк} - A_{др0}}{t_2 - t_1}$ — скорость изменения площади

$$A_{др}, \quad t_1 = \frac{A_{др0}}{K_a}, \quad t_2 = \frac{A_{дрк} - A_{др0}}{K_a} + t_1.$$

Нелинейная обратная связь по давлению p_1 для управления частотой питания АКЗ описывается неравенством

$$k_f = \begin{cases} 1 & \text{при } p_1 \leq p_{1ном}, \\ 1 - K_p(p_1 - p_{1ном}) = k_f^* & \text{при } p_1 > p_{1ном}, \\ k_f^* & \text{при } 0,2 < k_f^* < 1, \\ 0,2 & \text{при } k_f^* \leq 0,2, \end{cases} \quad (26)$$

где $k_f = 1$ означает работу АКЗ на частоте 50 Гц.

Для технической реализации неравенства (26) параметры $p_1, p_{1ном}, k_f^*, k_f$ и k_p следует представить электрическими напряжениями (рис. 1).

Здесь M_k — критический (максимальный) момент; S_k — критическое скольжение; ω_s — угловая синхронная скорость; J_Σ — суммарный момент инерции АКЗ и насоса; f — частота питающего электрического напряжения; $A_{др0}, A_{дрк}$ — начальное значение поперечного сечения дроссельного отверстия $A_{др}$ и значение при установившемся движении МГА; ΔA — изменение площади $A_{др}$, эквивалентное значению режима перегрузки; K_p — коэффициент усиления.

Если разрешить систему уравнений (8)–(26) относительно одной переменной p_1 , или p_2 , или q_H , или ω_m , то получим нелинейное дифференциальное уравнение 4-го порядка. Для однозначного решения следует располагать 4-мя начальными условиями, которые в данном случае приняты следующими: $p_1(0) = p_2(0) = 0,1 \text{ МПа}$, $q_H(0) = \omega_m(0) = 0$.

Вначале дадим оценку предложенным аналитическим зависимостям плотности, динамической и кинематической вязкости двухфазной РЖ. На рис. 3 показаны четыре зависимости плотности ρ_c (обозначенной на рис. 3 индексом $r_{сc}$) в функции m_0 от 0 до 0,15, рассчитанные по формуле (19). Расчет велся при постоянном давлении $p_1 = 0,5 \text{ МПа}$, значениях E_c согласно уравнению (18) 1540 МПа (при $m_0 = 0$), 69,4 МПа (при $m_0 = 0,025$), 35 МПа (при $m_0 = 0,05$), 11,2 МПа (при $m_0 = 0,15$) и четырех значениях температур $T = 20, 30, 40, 50^\circ\text{C}$ соответственно для каждого дискретного значения m_0 (0; 0,025; 0,05 и 0,15). Каждая зависимость близка к прямой и характеризуется уменьшением ρ_c с ростом газовой составляющей m_0 при конкретном значении T . Все графики эквидистантно смещены вниз с ростом T . При $p_1 = p_0 = 0,1 \text{ МПа}$, $m_0 = 0$, $T = 20^\circ\text{C}$, $E_c = 1540 \text{ МПа}$ плотность $\rho = \rho_{ж} = 890 \text{ кг/м}^3$. При $p_1 = 0,5 \text{ МПа}$, $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$, $E_c = 11,2 \text{ МПа}$ и $T = 50^\circ\text{C}$ плотность равна 763 кг/м^3 , т.е. снижается от 890 до 763 кг/м^3 , т.е. на 14,27%. При $m_0 = 0,05$ и тех же значениях p_1, p_0, T и $E_c = 35 \text{ МПа}$ снижение составит 6,97%. В связи с малым значением

давления РЖ в системе смазки модуль с ростом от 0 до 0,15 уменьшается со значения 1540 МПа при $m_0 = 0$ до 11,2 МПа при $m_0 = 0,15$, т.е. в 137 раз, что отрицательно сказывается на динамических характеристиках МГА.

Кривые коэффициента μ_c динамической вязкости двухфазной РЖ в функции T , рассчитанные по формуле (20) при постоянном давлении $p_1 = 0,5$ МПа для 4-х значений m_0 (0; 0,025; 0,05 и 0,15), изображены на рис. 4 (здесь μ_c обозначен индексом « M_j »). С ростом температуры коэффициент μ_c уменьшается и, как следует из выражения (20), по закону $e^{-\lambda(T-T_0)}$. Особо отметим, что с ростом значения m_0 от 0 до 0,15 при фиксированном T коэффициент μ_c растет. При $p_1 = p_0 = 0,1$ МПа, $T = T_0 = 20^\circ\text{C}$ и $m_0 = 0$ $\mu_c = \mu_{с0} = 0,027$ Па·с. При $p_1 = 0,5$ МПа, $T = 50^\circ\text{C}$ и $m_0 = 0,15$ $\mu_c = 0,0144$ Па·с, т.е. уменьшился в 1,88 раза, а при $T = 60^\circ\text{C}$ — в 2,48 раза. Такое значительное влияние температуры не требует принятия особых мер в ГА систем жидкой смазки. Из рис. 4 видно, что если поддерживать температуру РЖ в зоне узла трения, например, в интервале (45–50°C), то диапазон изменения μ_c будет удовлетворять режимам эксплуатации металлургического оборудования. Последнее может быть реализовано с помощью функциональных возможностей МГА.

При расчете и эксплуатации пользуются кинематическим коэффициентом вязкости ν_c , четыре кривые которого, рассчитанные по выражению (21) при постоянном давлении $p_1 = 0,5$ МПа в функции температуры T и дискретных значениях m_0 (0; 0,025; 0,05 и 0,15) для двухфазной РЖ, показаны на рис. 5. На рис. 5 коэффициент ν_c обозначен через индекс $N_{\text{ж}}$ в сСт. С ростом T коэффициент уменьшается, а с увеличением m_0 при постоянной T — растет. При $p_1 = 0,1$ МПа, $T = 20^\circ\text{C}$, $m_0 = 0$ и $E_c = 1540$ МПа $\nu_c = 30,7$ сСт, а при $p_1 = 0,5$ МПа, $T = 50^\circ\text{C}$, $m_0 = 0,15$ и $E_c = 11,2$ МПа он равен 18,8 сСт, т.е. уменьшается в 1,62 раза, а если $T = 60^\circ\text{C}$, то — в 2,15 раза. Уменьшение этого коэффициента меньше, чем коэффициента μ_c . Последнее объясняется тем, что при вычислении ν_c плотность ρ_c , входящая в знаменатель формулы (21), уменьшается, а, следовательно, дробь растет. Таким образом, для повышения адекватности модели МГА следует учитывать уравнения (18)–(21).

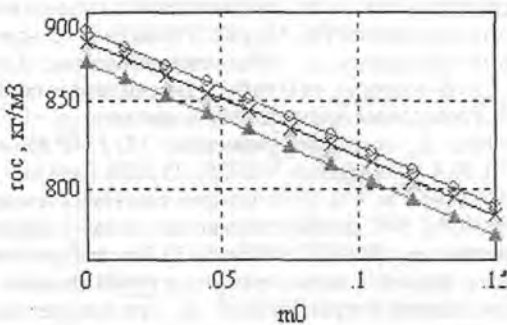


Рис. 3. Графики плотности двухфазной РЖ:
 \diamond — при $T = 20^\circ$;
 \times — при $T = 30^\circ$; \blacklozenge — при $T = 40^\circ$; \blacktriangle — при $T = 50^\circ$.

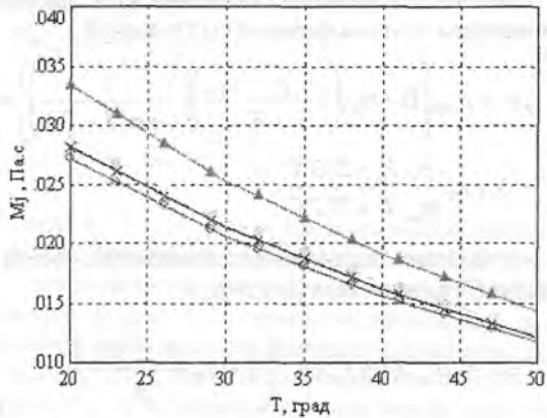


Рис. 4. Кривые динамической вязкости двухфазной РЖ:

\diamond — при $m_0 = 0$; \times — при $m_0 = 0,025$;
 \blacklozenge — при $m_0 = 0,05$; \blacktriangle — при $m_0 = 0,15$.

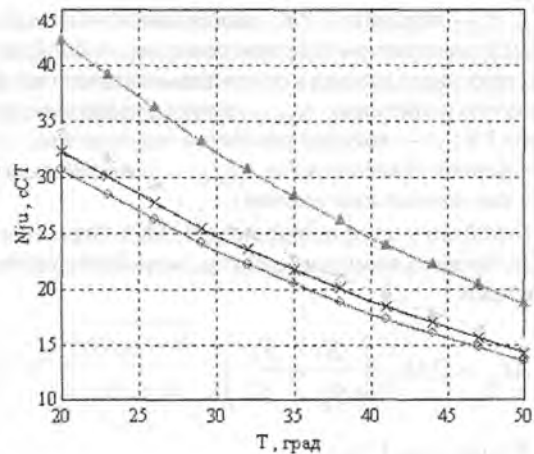


Рис. 5. Зависимости кинематической вязкости двухфазной РЖ:

\diamond — при $m_0 = 0$; \times — при $m_0 = 0,025$; \blacklozenge — при $m_0 = 0,05$;
 \blacktriangle — при $m_0 = 0,15$.

Перейдем к вопросу влияния параметров двухфазной РЖ на динамические характеристики МГА.

На рис. 6 изображены осциллограммы процессов переменных $p_1(t)$ и $\omega_m(t)$ МГА для режимов разгона АКЗ, выхода на установившееся давление и перегрузки. На рис. 6а показаны кривые p_1 и ω_m при $m_0 = 0$ и постоянных значениях $E_c = 1540$ МПа, $\rho_c = 890$ кг/м³, $\mu_c = 0,027$ Па·с, $\nu_c = 30,7$ сСт (обозначенные индексом «а») и кривые p_1 и ω_m (обозначенные индексом «х») при значениях в конце наблюдаемого процесса $E_c = 1541,4$ МПа, $\rho_c = 872$ кг/м³, $\mu_c = 0,0118$ Па·с, $\nu_c = 13,5$ сСт, рассчитанных по формулам (18)–(21) при $T = 50^\circ\text{C}$. Время набора давления по кривой $p_{1,0}$ составило 0,14 с, время разгона по кривой скорости $\omega_{m,0}$ — 0,132 с. По кривой $p_{1,x}$ время набора давления равно 0,146 с, а по кривой $\omega_{m,x}$ время разгона — 0,126 с.

Следует отметить, что режим перегрузки (включается в модели при $t = 1,2$ с), с одной стороны, на начальном этапе характеризуется затухающим колебательным процессом, а с другой — обе кривые $p_{1,0}$ и $p_{1,x}$, а также $\omega_{m,0}$ и $\omega_{m,x}$ практически совпадают. Еще раз отметим, что на рис. 6а изображены кривые p_1 и ω_m модели МГА с однофазными РЖ, у которых значения E_c одинаковы, ρ_c незначительно отличаются.

На рис. 6б показаны кривые $p_{1,x}$ и $\omega_{m,x}$, полученные при моделировании со значением $m_0 = 0,15$ с учетом уравнений (18)–(21). Для сравнения с этими кривыми на рис. 6б в качестве графиков $p_{1,0}$ и $\omega_{m,0}$ взяты те же кривые, что и на рис. 6а, с такими же значениями времени разгона, давления p_1 , модуля E_c и плотности ρ_c .

Так как до начала перегрузки давление $p_{1,x}$ при $m_0 = 0,15$ меньше $0,5$ МПа и, следовательно, обратная связь по p_1 не включена, то кривая $\omega_{m,x}$ на разгоне и установившемся движении практически аналогична кривой рис. 6а. Кривая существенно отличается от кривой $p_{1,0}$ и время нарастания давления до установившегося значения составляет $1,16$ с, т.е. в $1,16/0,146 \approx 8$ раз больше, чем для кривой рис. 6а.

Здесь и проявляется влияние газовой составляющей на модуль E_c , а следовательно, на быстродействие переходного процесса. Процесс в режиме перегрузки для $p_{1,x}$ и $\omega_{m,x}$ происходит с меньшим перерегулированием и меньшей частотой затухающих колебаний.

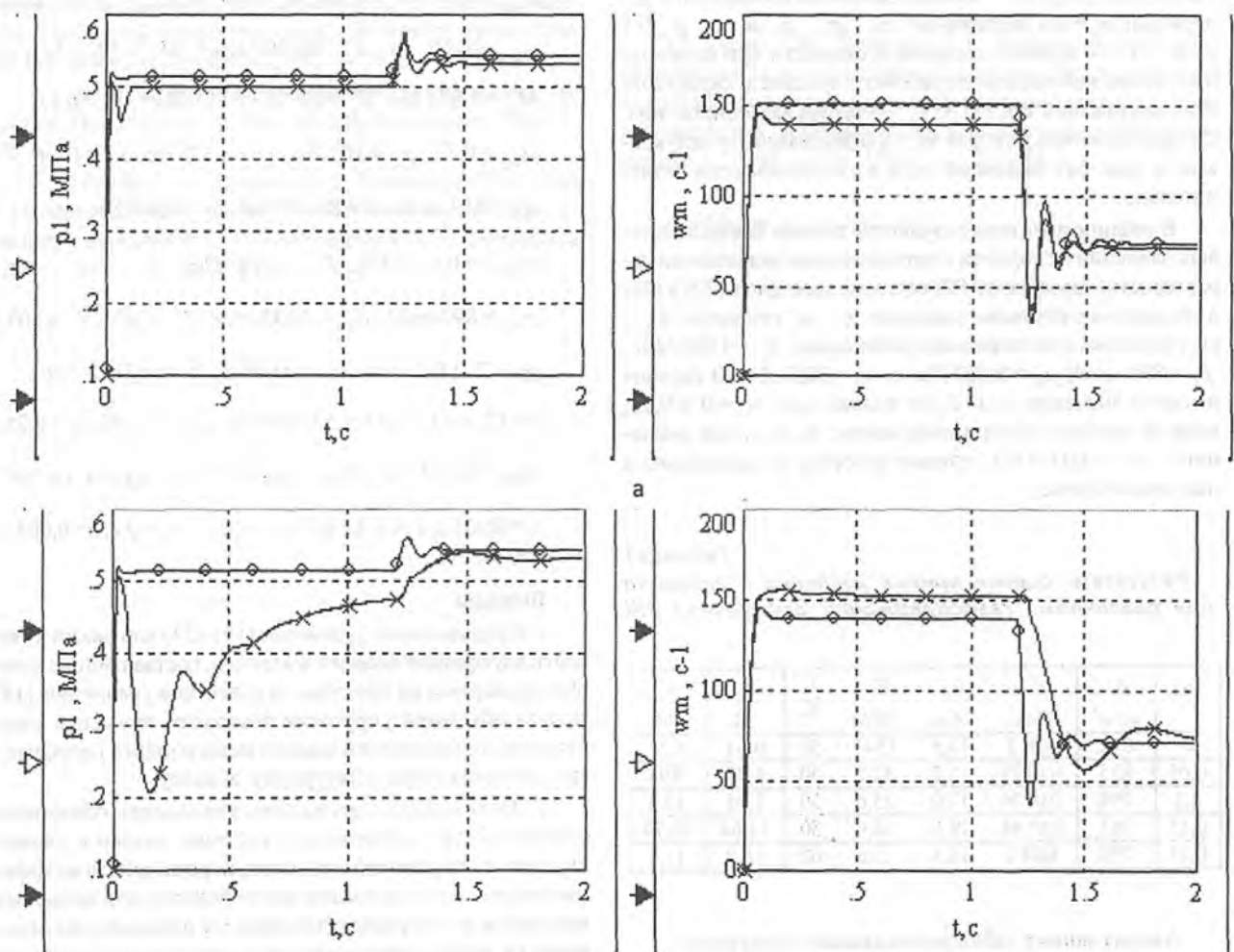


Рис. 6. Осциллограммы переходных процессов давления p_1 и угловой скорости ω_m МГА при $T = 50^\circ \text{C}$, различных значениях m_0 , модуля объемной упругости E_c , плотности ρ_c , динамической μ_c и кинематической ν_c вязкости:
 а — при $m_0 = 0$; б — при $m_0 = 0,15$; «o» — кривые при $E_c = 1541$ МПа, $\rho_c = 890$ кг/м³, $\mu_c = 0,027$ Па·с, $\nu_c = 30,7$ сСт и «x» — при значениях E_c , ρ_c , μ_c , ν_c согласно формул (18)–(21).

Влияние учета переменности E_c , ρ_c , μ_c и ν_c двухфазной РЖ в сравнении с постоянными средними значениями можно оценить по близости кривых на основе относительных интегральных оценок

$$I_1 = \frac{\int_0^{t_k} [p_{1,0}(t) - p_{1,x}(t)] dt}{\int_0^{t_k} p_{1,x}(t) dt} \cdot 100\%, \quad (27)$$

$$I_2 = \frac{\int_0^{t_k} [\omega_{m,0}(t) - \omega_{m,x}(t)] dt}{\int_0^{t_k} \omega_{m,x}(t) dt} \cdot 100\%, \quad (28)$$

где $p_{1,0}(t)$, $\omega_{m,0}(t)$ — кривые давления и скорости в модели при $m_0 = 0$ и постоянных E_c , ρ_c , μ_c и ν_c ; $p_{1,x}(t)$ и $\omega_{m,x}(t)$ — кривые давления и скорости при переменных, в ходе наблюдаемого рабочего процесса, характеристик двухфазной РЖ МГА; t_k — время моделирования. Следует отметить, что при $m_0 = 0$ (идеальный случай) кривые и рис. 6а с индексом «0» и «х» отличаются незначительно.

В таблице показаны результаты оценки близости кривых давления и скорости с переменными значениями характеристик двухфазной РЖ согласно критериев (27) и (28) в сравнении с кривыми давления $p_{1,0}$ и скорости $\omega_{m,0}$, рассчитанные с постоянными значениями $E_c = 1540$ МПа, $\rho_c = 890$ кг/м³, $\mu_c = 0,027$ Па·с, $\nu_c = 30,7$ сСт. В таблице имеются значения I_1 и I_2 не только для $m_0 = 0$ и 0,15, кривые которых изображены на рис. 6, но и для значений $m_0 = 0,05$ и 0,1, кривые которых не приведены в настоящей статье.

Таблица 1

Результаты оценки кривых давления и скорости при различном газосодержании двухфазной РЖ

m_0	ρ_c , кг/м ³	μ_c , Па·с	ν_c , сСт	E_c , МПа	T , °С	I_1 %	I_2 %
0	872	0,012	13,5	1541	50	0,84	6,23
0,05	835	0,0127	15,2	52,2	50	4,25	9,98
0,1	798	0,0136	17,0	25,6	50	7,95	10,5
0,15	763	0,0144	19,0	16,6	50	11,64	10,74
0,15	756	0,011	14,4	16,6	60	14,9	11,4

Анализ данных таблицы показывает следующее:

- при $m_0 = 0$ значения E_c , ρ_c , μ_c и ν_c , рассчитанные по формулам (18)–(21), приводят к отклонению кривых $p_{1,x}$ и $\omega_{m,x}$ от кривых $p_{1,0}$ и $\omega_{m,0}$, рассчитанных с учетом постоянных значений характеристик, к значениям $I_1 = 0,84\%$ и $I_2 = 6,23\%$:

- с ростом от 0 до 0,15 возрастает от 0,84 до 11,64%, а I_2 — от 6,23 до 10,74%;
- при $m_0 = 0,15$ и $T = 60^\circ\text{C}$ показатели $I_1 = 14,9\%$, $I_2 = 11,4\%$;
- с ростом от 0 до 0,15 и $T = 50^\circ\text{C}$ коэффициенты μ_c и ν_c возрастают соответственно от 0,012 до 0,0144 Па·с и от 13,5 до 19 сСт;
- с ростом от 0 до 0,15 и $T = 50^\circ\text{C}$ плотность уменьшается от 872 до 763 кг/м³, а при $T = 60^\circ\text{C}$ — 756 кг/м³.

Таким образом, двухфазность РЖ влияет на статические и динамические характеристики рабочего процесса МГА и учет ее на основе выражений (18)–(21) (составляющие которых проверены на практике [3–7, 12]) повышает адекватность модели натурному образцу.

Осциллограммы рис. 6 и данные таблицы получены при следующих значениях параметров:

$$V_0'' = 8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3, C_{\text{гв}} = 3,42 \cdot 10^{-11} \text{ м}^5/\text{Нс},$$

$$C_{\text{шт}} = 8,15 \cdot 10^{-11} \text{ м}^5/\text{Нс}, V_{\text{к}} = 10^{-4} \text{ м}^3, J_{\text{ш}} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$p_{\text{шт}} = 8 \cdot 10^4 \text{ Па}, J_{\text{л}} = 8 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2, M_{\text{ш}} = 2,67 \text{ Нм},$$

$$M_{\text{к}} = 5,874 \text{ Нм}, S_{\text{к}} = 0,5, \omega_{\text{с}} = 157,08 \text{ с}^{-1}, k_{\mu} = 0,1,$$

$$\mu_{\text{шт}} = 0,75, p_0 = 10^5 \text{ Па}, p_{\text{сш}} = 10^5 \text{ Па}, L_T = 10 \text{ м},$$

$$d_T = 0,01 \text{ м}, V_T = 7,85 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3, \delta_T = 0,0015 \text{ м},$$

$$\mu_{\text{ж0}} = 0,027 \text{ Па} \cdot \text{с}, E_T = 2 \cdot 10^9 \text{ Па},$$

$$\rho_{\text{ж0}} = 890 \text{ кг/м}^3, \rho_{\text{г0}} = 1,297 \text{ кг/м}^3, T_0 = 20^\circ\text{C}, T = 50^\circ\text{C},$$

$$\alpha = 7 \cdot 10^{-4} \text{ 1/зр}, a_2 = 0,003, \lambda = 0,023 \text{ 1/зр},$$

$$A = 12, \kappa = 1,4, B = 1,535 \cdot 10^9 \text{ Па}, \bar{M}_{\text{гт}} = 1,15, \alpha_1 = 0,25,$$

$$A_{\text{дг0}} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2, A_{\text{дгк}} = 6,35 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2, \Delta A = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

$$t_1 = 0,001 \text{ с}, t_2 = 1,47 \cdot 10^{-2} \text{ с}, t_3 = 1,2 \text{ с}, t_k = 2 \text{ с}, b = 0,001 \text{ м}.$$

Выводы

1. Предлагаемые уравнения (19)–(21) плотности и вязкости двухфазной рабочей жидкости, составляющие которых проверены на практике, и известное уравнение (18) модуля объемной упругости позволяют повысить адекватность динамической модели мехатронного гидроагрегата системы смазки натурному объекту.

2. Нелинейная математическая модель объемного мехатронного гидроагрегата системы смазки с учетом двухфазности рабочей жидкости, переменности коэффициента расхода в функции числа Рейнольдса, волновых процессов в напорном трубопроводе открывает возможность на этапе проектирования выполнить широкий комплекс исследований динамики МГА и сформулировать практические рекомендации для обеспечения заданных технических требований.

Литература

1. Чупраков, Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. — М.: Машиностроение, 1979. — 232 с.
2. Машиностроительный гидропривод / Л.А.Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н.Прокофьев и др. — М.: Машиностроение, 1978. — 495 с.
3. Башта, Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. — М.: Машиностроение, 1972. — 320 с.
4. Абрамов, Е.И., Колесниченко, К.А., Маслов, В.Т. Элементы гидропривода. — К.: Техника, 1977. — 224 с.
5. Хохлов, В.А., Прокофьев, В.Н., Борисова, Н.А. и др. Электрогидравлические следящие системы. — М.: Машиностроение, 1971. — 431 с.
6. Гамынин, Н.С. Гидравлический привод систем управления. — М.: Машиностроение, 1972. — 376 с.
7. Прокофьев, В.Н., Лузанова, И.А. и др. Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа //Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1968. — ч. 2. — С. 87—93.
8. Гийон, М. Исследование и расчет гидравлических систем. Пер. с франц. — М.: Машиностроение, 1964. — 388 с.
9. Лузанова, И.А., Нейман, В.Г., Прокофьев, В.Н. Влияние переменности упругих свойств гидропривода на динамику гидродвигателя // Автоматика и телемеханика, 1969. — № 3. — С. 120—135.
10. Наугольных, К.А., Островский, Л.А. Нелинейные волновые процессы в акустике / Под ред Гапонова-Грехова. — М.: Наука, 1990. — 237 с.
11. Фриш, С.Э., Тиморева, А.В. Курс общей физики. — М.-Л.: Госиздат техн-теор. лит, 1949. — 566 с.
12. Патент на корисну модель № 46325 (Україна) МПК (2009)F15B9/00. Мехатронний гідроагрегат з гібридним керуванням виконавчим механізмом / Федоренко І.М., Лур'є З.Я., Батлук В.А. Опубл. 10.12.2009, Бюл. № 23.
13. Лурье, З.Я., Складневский, А.Н., Татьков, В.В. Волновые процессы в объемных гидроагрегатах и анализ методов их математического описания // Вестник НТУ «ХПИ». Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. — Харьков: НТУ «ХПИ», 2005. — №28. — С. 105—116.
14. Данилов, Ю.А., Кирилловский, Ю.Л., Колпаков, Ю.Г. Аппаратура объемных гидроприводов. Рабочие процессы и характеристики. — М.: Машиностроение, 1990. — 272 с.
15. Лурье, З.Я., Лищенко, И.Г., Федоренко, И.М. Динамические характеристики гидроагрегата с переменной нагрузкой и регулируемым приводящим электродвигателем насосной установки // Промислова гідроліка і пневматика. — 2009. — № 3 (25). — С. 77—83.

Надійшла 12.11.2010 р.