

УДК 629.82

И. А. Веренич, канд. техн. наук, доц., М. А. Тини

ИЗМЕНЕНИЕ СВОЙСТВ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ГИДРОПРИВОДА

Рассматривается влияние частоты пульсаций давления и скорости потока на изменение свойств рабочей жидкости гидропривода при нестационарных режимах работы. Рабочая жидкость представлена вязко-упругой моделью с комплексной эффективной вязкостью. Приведены результаты расчета составляющих комплексной вязкости биологически разлагаемой жидкости МГ-46БР при пульсациях потока с безразмерной частотой от 0 до 5. На примере привода с дроссельным регулированием скорости вращения реверсивного гидромотора показано, что при гармонических пульсациях давления или подачи насоса эффективная вязкость рабочей жидкости при частоте пульсации ниже собственной частоты гидропривода, – это выражается действительной частью комплексной вязкости, а при высоких частотах – мнимой. Управляемое изменение вязкости рабочей жидкости дано на примере одного алгоритма и показано, что это позволяет увеличивать или снижать эффективную вязкость в требуемом диапазоне частот.

При функционировании гидроприводов и устройств гидропневмоавтоматики часто возникают нестационарные гидродинамические процессы, во время которых изменяется режим движения рабочей среды и ее свойства. Расчеты нестационарных процессов становятся в ряд определяющих при разработке новых образцов гидросистем мобильных и технологических машин. Это вызвано возраста-

нием рабочих давлений, повышением требований к энергосбережению, к режимам регулирования и аварийным режимам, которые являются существенно-нестационарными. Решению проблем гидродинамической неустойчивости, снижению потерь на гидравлическое трение и нестационарным режимам течения жидкости посвящено большое число работ, опубликованных

ранее и в последние годы [1..4, 8]. В них, как правило, рассматривается жидкая среда с фиксированными вязкостью и модулем объемной упругости, т.е. используется модель «несжимаемая жидкость – абсолютно жесткая труба». Однако рабочие жидкости гидроприводов, особенно при низких температурах и нестационарных режимах работы, ведут себя как неньютоновские и для описания их поведения простых ньютоновских уравнений недостаточно. В последние годы разработаны и применяются биоразлагаемые жидкости на основе синтетических сложных эфиров с композицией присадок (Shell Naturelle Fluid HF-X, HF-E 15, HF-E 32, HF-E 46, HF-E 68), жидкости на основе глубоочищенного рапсового масла и присадок (Shell Naturelle Fluid HF-R, HF-M, OPTIMOL HYDO BS, BIOSTAR HYDRAULIK, МГ-46БР (ИСО-L-HLBS 46) ТУ РБ 100649721.044–2003) и др., для которых до настоящего времени нет полной и единой как молекулярно-статистической, так и термодинамической теории этих жидкостей, которая бы полностью раскрыла сущность вязкости. Под действием напряжения молекулярная структура многих из этих жидкостей имеет тенденцию к анизотропии, что может заметным образом повлиять на вязкость. Существуют полуэмпирические теории, которые в той или иной мере выводят формулы для вязкости жидкостей, имеющих различную природу [5, 6]. Например, формула Пуазейля точно определяет эффективную вязкость воды, формула Роландса, Флюггера и Ватгермана — смазочных минеральных масел, формула Освальда де Вилля — неньютоновских жидкостей. Для растительных масел используются формулы различной структуры в зависимости от температуры и давления. Большинство полуэмпирических формул для коэффициента эффективной вязкости $\mu_{эф}$ смазочных материалов получено при анализе зависимости между тензором напряжения и тензором скоростей деформации для установившегося течения. В гид-

роприводах равновесное состояние нарушается быстрым изменением давления или скорости течения жидкости при дросселировании, изменением направления движения выходного звена и т.п., вызывая объемную деформацию среды и изменение модуля объемной упругости, температуры, вязкости жидкости, в общем случае являющихся функцией частоты колебаний, возбуждаемых в среде. Изменение этих величин происходит также с фазовым смещением, зависящим от частоты. Экспериментальные и теоретические исследования показывают, что отличие модуля объемной упругости жидкости E и ее динамической вязкости μ в нестационарных условиях от квазистационарного расчета может достигать 3-, 4-кратной величины [3]. Основными причинами этого отличия являются: тип применяемой рабочей жидкости и характер изменения ее свойств при пульсациях давления и скорости; изменение структуры потока при смене режима течения в трубопроводах и каналах; изменение во времени характера нагрузки; особенности конструкции гидроаппаратов, гидронасосов, гидродвигателей и др. Наибольшее влияние на работоспособность гидросистем в нестационарных режимах оказывают величина давления и амплитуда пульсации давления в линии нагнетания, изменение химического состава и загрязненности жидкости, инерционность нагрузки, вибрации и другие механические и климатические воздействия. Поэтому исследование изменяющихся вязкоупругих свойств жидкостей в нестационарных режимах работы гидропривода, поиск путей и методов воздействия на поток для уменьшения сопротивления трения, разработка методики расчета энергетических характеристик привода с учетом этих изменений представляют актуальную для инженерной практики задачу и являются одним из резервов экономии энергоресурсов.

Целью работы является установление зависимости эффективной вязкости рабочей жидкости от частоты пульсаций потока при нестационарных режимах работы привода и рассмотрение способа управления вязкостью.

Методика исследования базируется на том, что существуют два основных пути уменьшения потерь на трение. Один из них традиционно базируется на ламинаризации потока, совершенствовании поверхностей каналов и трубопроводов и выборе рабочей жидкости с оптимальной вязкостью. Второй путь снижения гидравлического сопротивления основан на использовании искусственных пассивных и активных методов управления структурой потока или свойствами жидкостей [8], в частности вязкостью и сжимаемостью жидкости. С вязкостью и модулем объемной упругости жидкости связаны объемные потери мощности на утечки N_y , потери на жидкостное трение N_μ , потери на местных сопротивлениях N_ζ и неявные потери на трение N_f . При расчетах и проектировании систем гидроприводов с использованием ньютоновской модели жидкости оптимальную фиксированную динамическую вязкость μ_{opt} в установившихся режимах, при которой КПД привода будет максимальным, находят по выражению [7]:

$$\mu_{opt} = \frac{\Delta p}{u} \sqrt{\frac{B_0}{B_\mu + B_\zeta + B_f}}, \quad (1)$$

где B_0, B_μ, B_ζ, B_f – безразмерные функциональные коэффициенты; Δp – перепад давления; u – приведенная скорость выходного звена гидромашин.

Для исследования снижения сопротивления путем изменения свойств жидкости вначале рассмотрим влияние частоты пульсации потока на свойства рабочей жидкости и возможность управления этими свойствами. Примем вязкоупругую модель жидкости Кельвина-Фойгта (рис. 1), а вязкость представим зависящей от частоты

эффективной вязкости $\mu_{эф}$. Для линейной вязкоупругости комплексное значение динамической эффективной вязкости среды $\mu_{эф}$ определяют по выражению [9]:

$$\mu_{эф} = \frac{\mu}{1 - i\Omega t} = \frac{\mu}{1 + \Omega^2 t^2} + \frac{i\Omega \mu t}{1 + \Omega^2 t^2} = C_{эф} + iK_{эф}, \quad (2)$$

где μ – исходная динамическая вязкость рабочей жидкости; t – время релаксации, $t = 2\mu/E$; E – модуль объемной упругости жидкости; Ω – частота пульсаций; $C_{эф}$ – действительная часть комплексной вязкости, $C_{эф} = \frac{\mu}{1 + \Omega^2 t^2}$; $K_{эф}$ – мнимая часть комплексной вязкости, $K_{эф} = \frac{\Omega \mu t}{1 + \Omega^2 t^2}$.

Модуль эффективной вязкости будет равен:

$$\mu_{эф} = \sqrt{C_{эф}^2 + K_{эф}^2}. \quad (3)$$

Исследование будет проводиться в безразмерных параметрах. Пусть $\bar{\mu}_{эф} = \mu_{эф}/\mu_0$ – безразмерная эффективная вязкость жидкости (μ_0 – вязкость среды при 40 °С). При моделировании жидкости по модели Кельвина-Фойгта (рис. 1, а) действительная $\bar{C}_{эф}$ и мнимая $\bar{K}_{эф}$ части $\bar{\mu}_{эф}$ будут определяться по зависимостям:

$$\bar{C}_{эф}(\varpi) = \frac{\phi + \varpi^2}{\phi^2 + \varpi^2}; \quad (4)$$

$$\bar{K}_{эф}(\varpi) = \frac{\varpi(\phi - 1)}{\phi^2 + \varpi^2}; \quad (5)$$

$$\bar{\mu}_{эф} = \sqrt{\bar{C}_{эф}^2 + \bar{K}_{эф}^2}, \quad (6)$$

где $\phi = C_i/C_{np}$; C_{np} – приведенная упругость жидкости; C_i – упругость жидкости в i -м участке; $\varpi = \Omega/\Omega_0$ – безразмерная частота пульсаций; Ω – частота

пульсаций потока; $\Omega_0 = \sqrt{C_{np}/m_{np}}$ – собственная частота привода; m_{np} – прив-

денная масса жидкости.

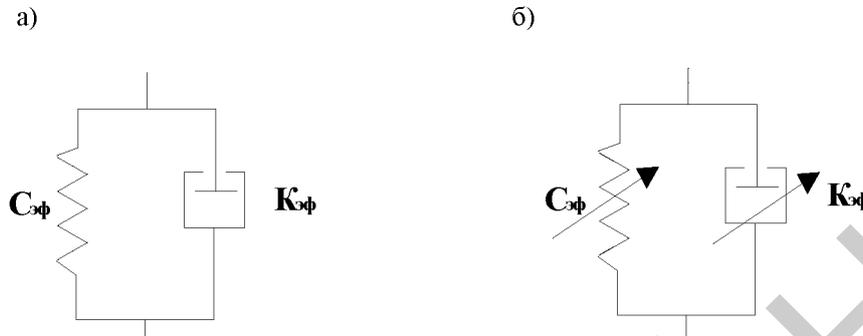


Рис. 1. Модели жидкости: а – по Кельвину-Фойгту; б – предлагаемая модель

Введем эквивалентный коэффициент вязкого трения ξ_0 , определяющий падение притока энергии, вызванное уменьшением расхода жидкости, протекающей через дросселирующие каналы при увеличении амплитуды пульсации давления в гидродвигателе. Выражения для $\bar{C}_{\phi}(\omega)$ и $\bar{K}_{\phi}(\omega)$ в этом случае будут иметь вид:

$$\bar{C}_{\phi}(\omega) = (a + b)/c; \quad (7)$$

$$\bar{K}_{\phi}(\omega) = k/(e + n), \quad (8)$$

где

$$a = \omega^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \right) \left(1 - \phi \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \right);$$

$$b = \phi \left(1 - \frac{2\xi_0}{\omega_0} \omega^2 \right);$$

$$c = \phi^2 \left(1 - \frac{2\xi_0}{\omega_0} \omega^2 \right) + \omega^2 \left(1 - \phi \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \right)^2;$$

$$k = \omega(1 - \phi) \left(\frac{2\xi_0}{\omega_0} \omega^2 - 1 \right);$$

$$e = \phi^2 \left(1 - \frac{2\xi_0}{\omega_0} \omega^2 \right)^2; \quad n = \omega^2 \left(1 - \phi \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \right)^2;$$

$\omega_0 = \Omega_n/\Omega_0$; $\Omega_n = MNZ$; M – коэффици-

ент, учитывающий число рабочих камер гидромашины Z ($M = 1$ при Z четном и $M = 2$ при Z нечетном); N – частота вращения вала гидромашины.

При активном управлении эффективной вязкостью (рис. 1, б), например, впрыском присадки под высоким давлением или локальным изменением модуля упругости жидкости по результатам оценки вязкости и плотности, влияние канала управления будем рассматривать только по безразмерным постоянным времени: измерительного канала T_1 ; усилительного тракта T_2 ; исполнительного устройства T_3 . Тогда эффективная вязкость определится по выражениям:

$$\bar{C}_{\phi}(\omega) = \frac{\phi + \omega^2 \beta}{s^2 + \omega^2 r^2}, \quad (9)$$

$$\bar{K}_{\phi}(\omega) = \frac{\omega(\phi - 1) r}{[\phi - \omega^2 \delta]^2 + \omega^2 r^2}, \quad (10)$$

где $\beta = r + \omega^2 \delta^2 - (1 + \phi)\delta$; $s = \phi - \omega^2 \delta$; $r = (1 - T_2 \omega^2)$; $\delta = (T_1 - T_3 \omega^2)$.

Не учитывая вопросы управляемости и экономичности, оценим влияние постоянных времени каналов

управления T_1 , T_2 и T_3 на параметры жидкости. Пусть T_1 будет представлена аperiодическим звеном. Тогда $\bar{C}_{\omega\phi}$ при $\omega = 0$ равна $1/\phi$ с увеличением частоты ω $\bar{C}_{\omega\phi}$ уменьшается так, что при $\omega_1 = \sqrt{\phi/T_1}$ она равна единице, а затем при $\omega_2^2 = (\phi + \omega_1)/T_1$ принимает минимальное значение $\bar{C}_{\omega\phi} = 1 - \frac{(1-\phi)T_1}{1+2\sqrt{\phi T_1}}$ при $\omega \rightarrow \infty$ $\bar{C}_{\omega\phi} \rightarrow 1$. Отсюда следует, что при увеличении T_1 $\bar{C}_{\omega\phi}$ может принимать отрицательные значения. Функция $\bar{K}_{\omega\phi}$ всегда отрицательна. Способ введения соответствующих сигналов в закон управления может быть зависим и независим по каждому измеряемому параметру жидкости (температуре, скорости потока, вязкости). При введении двух функций с постоянными времени T_1 и T_2 характер поведения функции $\bar{C}_{\omega\phi}$ в этом случае остается прежним, а функция $\bar{K}_{\omega\phi}$ достигает максимума и затем стремится к нулю. При использовании каналов управления с постоянными времени T_1 , T_2 и T_3 падение функции $\bar{C}_{\omega\phi}$ в сравнении с предыдущими случаями будет более значительным, а поведение функции $\bar{K}_{\omega\phi}$ по характеру совпадает с ее поведением при управлении с T_1 и T_2 .

Для примера рассмотрим изменение эффективной вязкости биологически разлагаемой жидкости МГ-46БР при использовании ее в гидроприводе экспериментальной установки, схема которой приведена на рис. 2, при следующих исходных данных: рабочий объем гидромотора $q = 40 \text{ см}^3$; момент инерции гидромотора $J = 0,35 \cdot 10^{-2} \text{ Нмс}^2$; КПД гидромотора $\eta_m = 0,92$; длина трубопроводов $l_1 = 22,9 \text{ м}$; $l_2 = 0,78 \text{ м}$; $l_3 = 2,12 \text{ м}$; $l_4 = 0,75 \text{ м}$; диаметры трубопроводов $d_1 = d_4 = 6 \text{ мм}$; $d_2 = d_3 = 8 \text{ мм}$; безразмерный коэффициент демпфирования $\xi_0 = 0,5$; модуль объемной упругости жидкости при нор-

мальных условиях $E_{жс} = 1550 \text{ МПа}$; плотность жидкости $\rho_{жс} = 920 \text{ кг/м}^3$; кинематический коэффициент вязкости жидкости при 40°C ; $\nu_0 = 43,5 \text{ мм}^2/\text{с}$; безразмерные постоянные времени канала управления $T_1 = 1$; $T_2 = 0$; $T_3 = 0,5$; упругость жидкости в участке $C_1 = 3827,5 \text{ Н/м}$; $C_2 = 199773 \text{ Н/м}$; $C_3 = 7350165 \text{ Н/м}$; $C_4 = 118300 \text{ Н/м}$; $\Omega_n = 264 \text{ с}^{-1}$, $Z = 11$, $N = 1440 \text{ мин}^{-1}$, $M = 1$.

Для рассматриваемого привода (рис. 2, б) согласно [2] определяем параметры: $C_{np} = C_1 + C_2 C_3 / (C_2 + C_3) + C_4$;

$$C_i = 2E_{жс} f_i^2 / V_i; \quad m_{np} = \frac{J f^2}{q^2 \eta_m} + \rho_{жс} V;$$

$$V = l_1 f_1 + \frac{l_2 f_2 \cdot l_3 f_3}{l_2 f_2 + l_3 f_3} + l_4 f_4; \quad E_{жс} - \text{объемный модуль упругости жидкости};$$

V_i – объем жидкости i -го канала; J – момент инерции вала гидромотора и присоединенных к нему движущихся частей; q – рабочий объем гидромотора; f_i – площадь поперечного сечения i -го трубопровода; l_i – длина i -го трубопровода.

Пусть свойства жидкости изменяются в зависимости от частоты ω пульсаций потока, а управляющее воздействие отсутствует. В этом случае расчет ведем по выражениям (4) и (5), которые определяют однопараметрическое семейство кривых, показанных на рис. 3. Видно, что функция изменяется от $\bar{C}_{\omega\phi} = 1/\phi$ до $\bar{C}_{\omega\phi} = 1$ при $\omega \rightarrow \infty$. Для модели жидкости Ньютона $\bar{C}_{\omega\phi} = 1$ при любых ω . Функция $\bar{K}_{\omega\phi}$ всегда отрицательна и при $\omega = \phi$ принимает минимальные значения, а затем стремится к нулю при $\omega \rightarrow \infty$. Таким образом, в рассматриваемой постановке жидкость не способна эффективно гасить пульсации давления в системе.

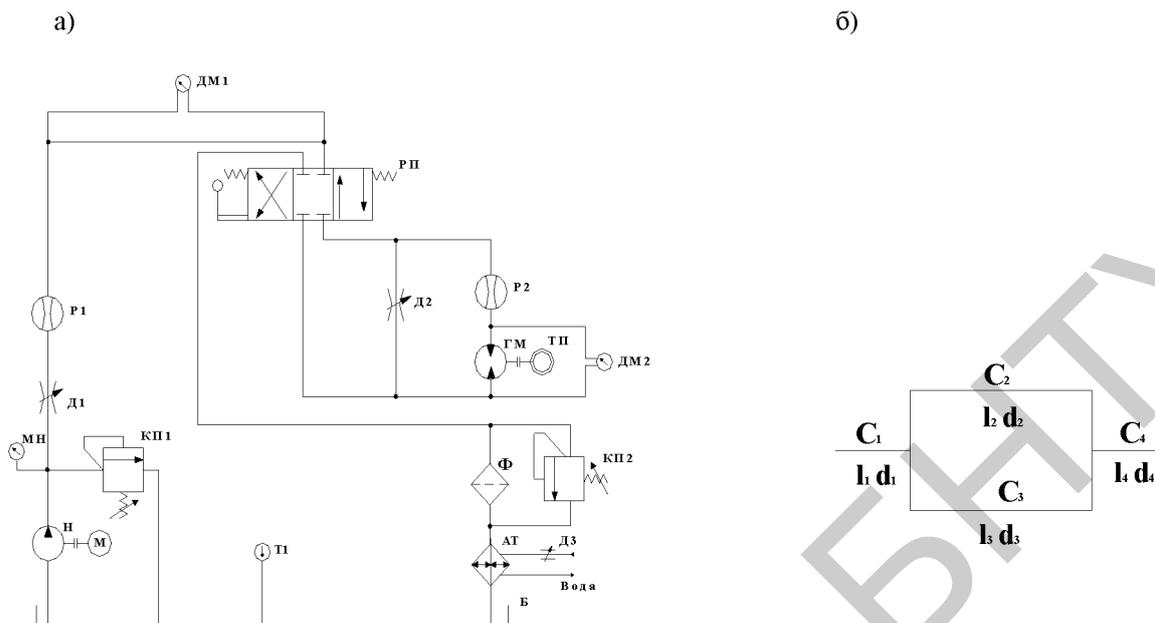


Рис. 2. Схема исследуемого гидропривода: а – схема гидравлическая принципиальная; б – эквивалентная схема привода; АТ – аппарат теплообменный; Б – бак; ГМ – гидромотор; Д1, Д2, Д3 – регулируемые дроссели; ДМ1, ДМ2 – дифференциальные манометры; КП1, КП2 – клапаны предохранительные; М – электродвигатель; МН – манометр; Н – насос; Р1, Р2 – расходомеры; РП – распределитель; ТП – порошок тормоз; Т1 – термометр; Ф – фильтр

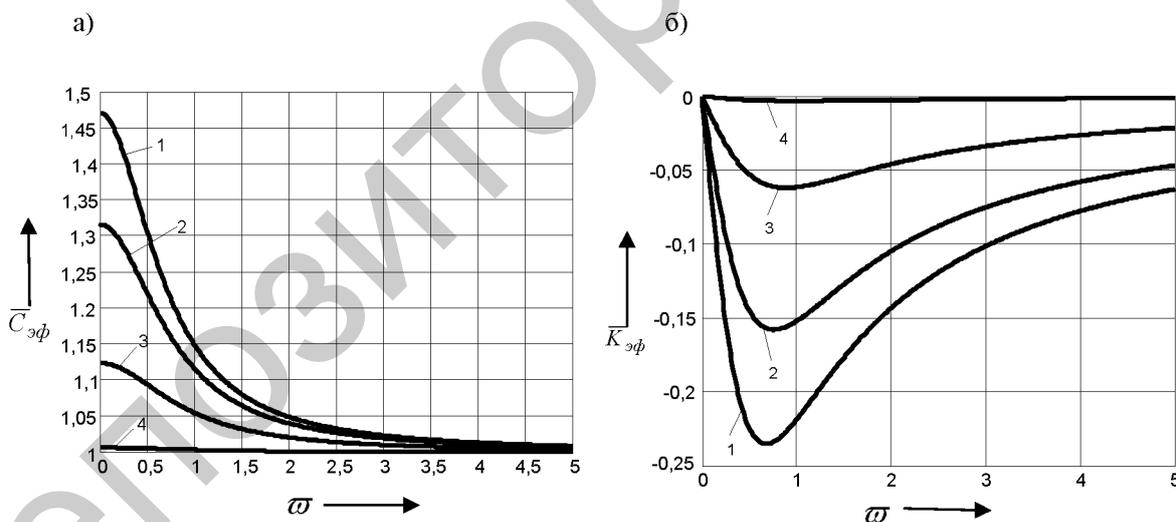


Рис. 3. Зависимость составляющих комплексной вязкости $\bar{C}_{эф}$ и $\bar{K}_{эф}$ от безразмерной частоты ω без управления: 1 – $\phi = 0,68$; 2 – $\phi = 0,76$; 3 – $\phi = 0,89$; 4 – $\phi = 0,994$

Результаты расчета по зависимостям (7) и (8) с учетом эквивалентного коэффициента вязкого трения ξ_0 приведены на рис. 4. Из графиков следует, что введенное дросселирование ξ_0 существенно влияет на

величину $\bar{K}_{эф}$, а на упругие свойства $\bar{C}_{эф}$ влияет незначительно. С ростом ξ_0 функция $\bar{K}_{эф}$ при $\omega^2 > \omega_0/2\xi_0$ будет принимать положительные значения.

При значениях $\xi_0 = 0,05$ и изменения безразмерной частоты ϖ от 0 до 5 из графиков следует, что существенные изменения величин $\bar{C}_{эф}$ и $\bar{K}_{эф}$ достигаются при ϖ , близких к ϖ_0 . Следовательно, влиянием инерции жидкости на изменение комплексной вязкости в диапазоне интересующих нас частот можно пренебречь.

На рис. 5 представлены результаты расчета составляющих эффективной вязкости по зависимостям (9) и (10) при наличии управляющего воздействия на жидкость.

Из анализа результатов на рис. 4 с относительным демпфированием и результатов на рис. 5 с управлением следует, что введением управляющего воздействия можно существенно изменить вязкостные свойства жидкости во всем частотном диапазоне пульсации потока.

На рис. 6 приведены результаты расчета модуля безразмерной эффективной вязкости $\bar{\mu}_{эф}$ от безразмерной частоты пульсации потока жидкости по зависимости (6). В диапазоне частот от 0 до 2,5 эффективная вязкость при наличии других

компонентов составляющих вязкости уменьшается от 1,5 до 1 по экспоненциальной зависимости и становится меньше исходной вязкости при частотах выше собственной частоты привода в 2,5 раза. Демпфирование в приводе существенно влияет на вязкость во всем диапазоне частот пульсаций.

Из результатов исследования можно сделать следующие выводы.

1. Получены зависимости изменения эффективной вязкости жидкости от частоты гармонических пульсаций потока и постоянных времени канала управления вязкостью.

2. Установлено, что при гармонических пульсациях давления или подачи насоса эффективная вязкость $\bar{\mu}_{эф}$ рабочей жидкости при частоте ниже собственной частоты гидропривода и выражается действительной частью комплексной вязкости, а при высоких частотах – мнимой.

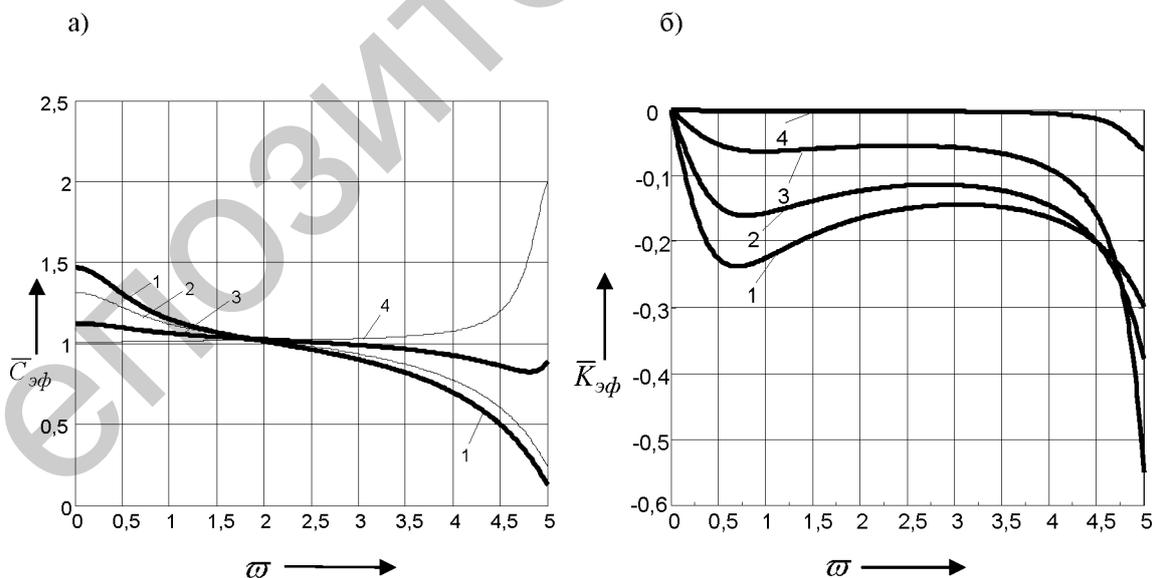


Рис. 4. Зависимость составляющих комплексной вязкости $\bar{C}_{эф}$ и $\bar{K}_{эф}$ от безразмерной частоты ϖ без управления с учетом относительного демпфирования ξ_0 : 1 – $\phi = 0,68$; 2 – $\phi = 0,76$; 3 – $\phi = 0,89$; 4 – $\phi = 0,994$

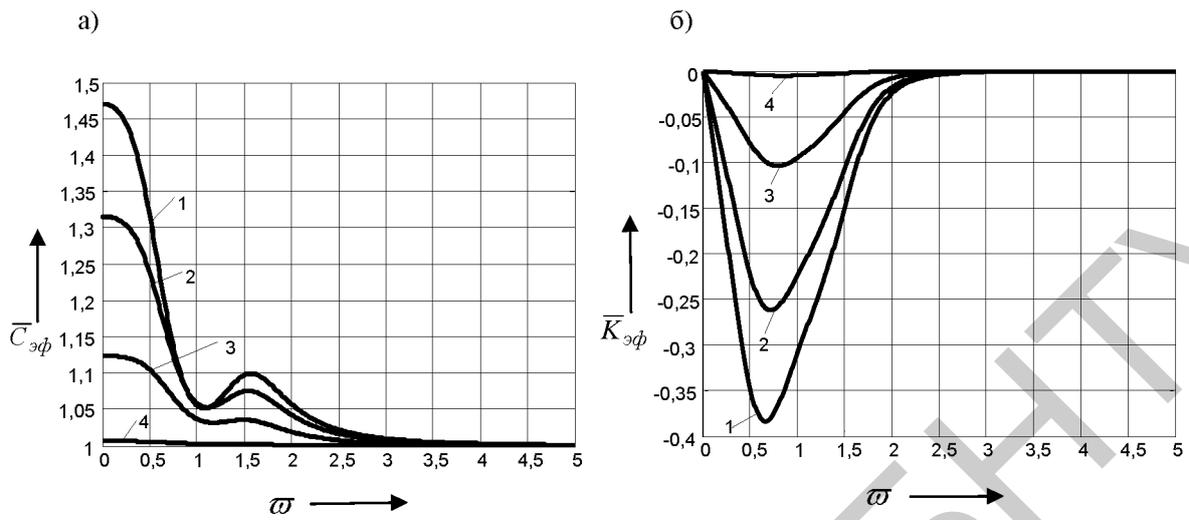


Рис. 5. Зависимость составляющих комплексной вязкости $\bar{C}_{эф}$ и $\bar{K}_{эф}$ от безразмерной частоты ω с управлением: 1 – $\phi = 0,68$; 2 – $\phi = 0,76$; 3 – $\phi = 0,89$; 4 – $\phi = 0,994$; $T_1 = 1$; $T_2 = 0$; $T_3 = 0,5$

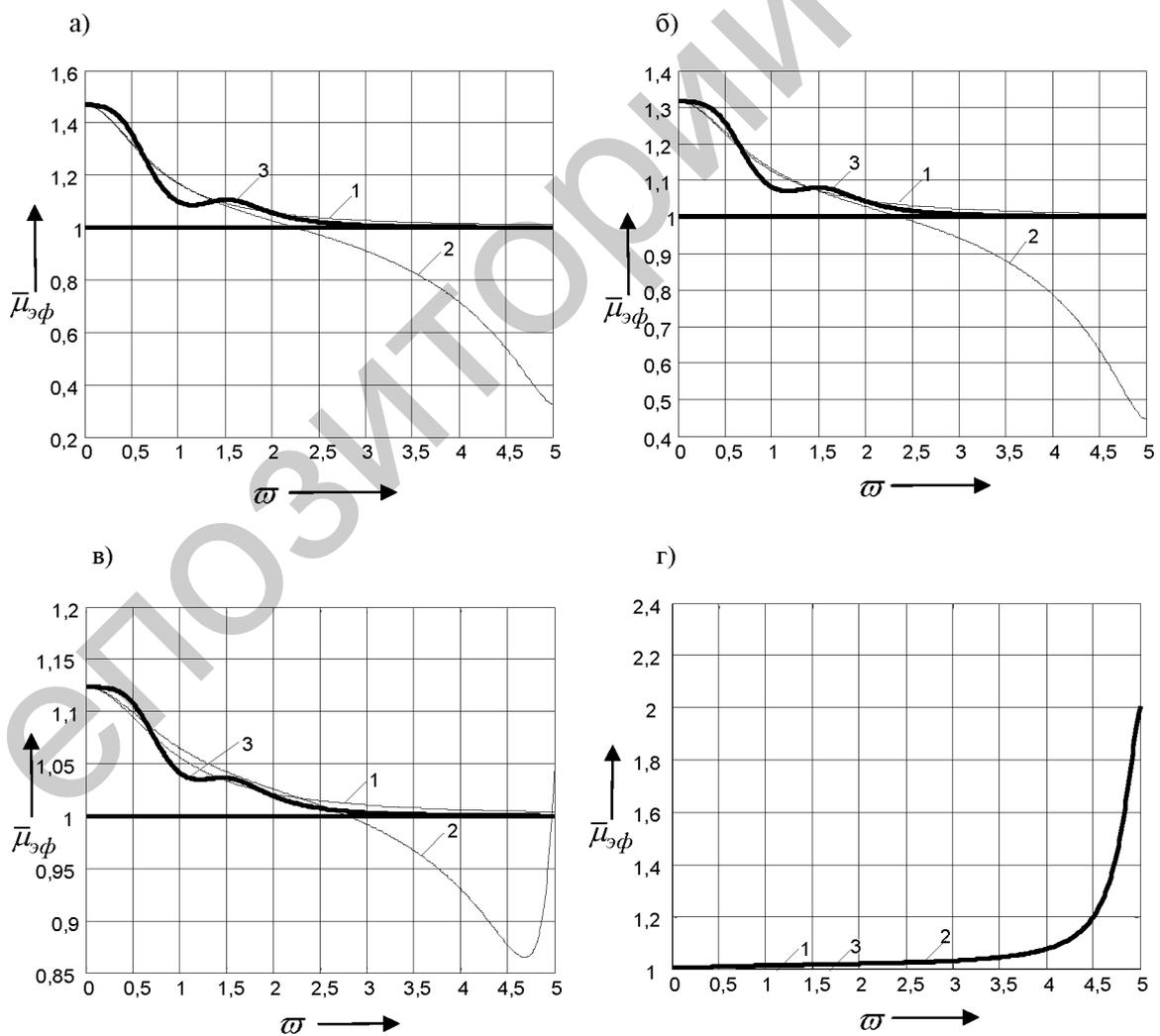


Рис. 6. Зависимость эффективной вязкости $\bar{\mu}_{эф}$ от частоты ω для различных значений, относи-

тельных упругости ϕ : а – $\phi = 0,68$; б – $\phi = 0,76$; в – $\phi = 0,89$; г – $\phi = 0,994$; 1 – без управления; 2 – с демпфированием; 3 – с управлением

3. Влиянием инерции жидкости в диапазоне частот ниже собственной частоты привода ($\varpi = 1$) можно пренебречь.

4. Введение сигнала управления эффективной вязкостью в виде дополнительного демпфирования существенно влияет на мнимую составляющую вязкости и почти не влияет на действительную часть.

5. Введение управляющего воздействия с сигналом, пропорциональным скорости течения жидкости, позволяет уменьшать безразмерную эффективную вязкость $\bar{\mu}_{эф}$ с 1 до 0,87 в диапазоне безразмерных частот $\varpi = 2,5 \dots 5$, а в диапазоне безразмерных частот – $\varpi = 0 \dots 2,5$ (эффективная вязкость $\bar{\mu}_{эф}$ изменяется от 1,125 до 1).

Таким образом, управляемое изменение вязкости жидкости позволит управлять потерями энергии на гидравлическое трение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зильке, В. Трение, зависящее от частоты при неустановившемся течении в трубопроводе : пер. с англ. / В. Зильке // Теоретические основы инженерных расчетов : сб. науч. тр. – М., 1968. – № 1. – С. 120-127.

2. Цуханова, Е. А. Определение собствен-

ной частоты гидропривода для его частных случаев / Е. А. Цуханова, М. А. Яшина // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления : сб. статей. – М., 1975. – Вып. 2. – С. 314.

3. Краев, В. М. Теплообмен и гидродинамика турбулентных течений в условиях гидродинамической нестационарности / В. М. Краев // Изв. вузов. Авиационная техника. – 2005. – № 3. – С. 39–42.

4. Попов, Д. Н. Гидромеханика : учебник для вузов / Д. Н. Попов, С. С. Пананотти, М. В. Рябинин ; под ред. Д. Н. Попова. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 384 с.

5. Каминер, А. А. Гидромеханика в инженерной практике / А. А. Каминер, О. М. Яхно. – Киев : Техніка, 1987. – 175 с.

6. Веренич, И. А. Реологические характеристики рабочих жидкостей и смазок на основе растительных масел / И. А. Веренич // Вестн. нац. техн. ун-та «Харьковский политехнический институт». – Харьков, 2001. – Вып. 129, Ч. 1. – С. 365-374

7. Кондаков, Л. А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем / Л. А. Кондаков. – М. : Машиностроение, 1982. – 216 с.

8. Корнилов, В. И. Проблемы снижения турбулентного трения активными и пассивными методами (Обзор) / В. И. Корнилов // Теплофизика и аэромеханика. – 2005. – Т. 12, № 2. – С. 183-208.

9. Фабер, Т. Е. Гидроаэродинамика / Т. Е. Фабер. – М. : Постмаркет, 2001. – 560 с.

Белорусский национальный технический университет
Материал поступил 12.04.2006

I. A. Verenich, M. A. Tini Changing of working fluid properties of a hydro-drive at non-stationary operating regimes

Belarus National Technical University

Influence of pressure pulsations frequency and a flow speed on properties of a working liquid of a hydro-drive is considered at non-stationary operating regimes. A working liquid is submitted by visco-elastic model with complex effective viscosity. Results of calculation of components of complex viscosity of biological composed liquid МГ - 46БР are resulted at pulsations of a flow with dimensionless frequency from 0 up to 5. By the example of a drive with a throttle controlling the rotation speed of the reversible hydro-motor showed, that at harmonious pulsations of pressure or pump feeding, effective viscosity of the working liquid at frequencies of a pulsation below own frequency of a hydro-drive is expressed by the valid part of complex viscosity, and at high frequencies - imaginary. Controlled change of viscosity of the working liquid given by the example of one algorithm showed, that it allows to increase or decrease the effective viscosity in a required range of frequencies.