

Заключение

По полученным формулам произведен расчет швейной иглы по критериям жесткости, прочности и устойчивости на основе теории прочности, сопротивления материалов, устойчивости стержней.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теория и практика нанесения защитных покрытий / П. А. Витязь [и др.]. – Минск : Беларусь

ская наука, 1988. – 583 с.

2. **Božkova, O.** Kinematické parametre kulisového ihlového a niťového mechanizmu priemyselného šijacieho stroja / O. Božkova, O. Barborak, V. Blagodarny. – 2004. – Č. 4. – S. 61-64.

3. **Иосилевич, Г. Б.** Прикладная механика / Г. Б. Иосилевич, П. А. Лебедев, В. С. Стреляев. – М. : Машиностроение, 1985. – 576 с.

4. **Труевцев, Н. И.** Технология и оборудование текстильного производства / Н. И. Труевцев. – М. : Изд-во науч.-техн. лит-ры, 1960. – 684 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 23.05.2006

O. V. Bozkova
Calculation toughness, stability
and fortresses sewing needle
Belarusian-Russian University

In article on basis theories because of fortresses, toughness and stability stave have formula for engineering calculations sewing needle.

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 подаче 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 глубокоочищенного 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 Ваттермана — 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 невязные 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 гидромашины.

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.

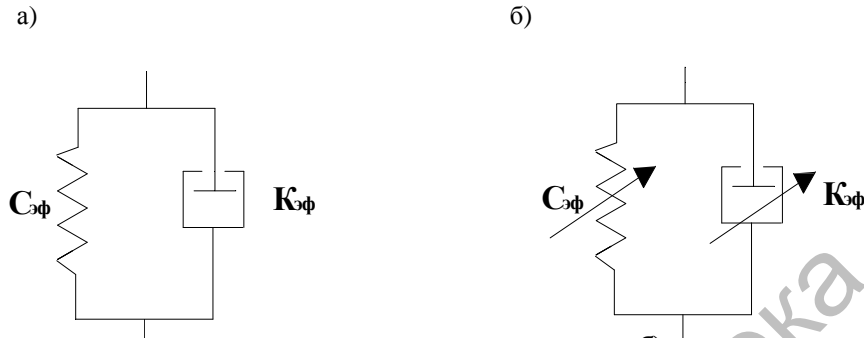


Рис. 1. Модели жидкости: а – по Кельвину-Фойгту; б – предлагаемая модель

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 $\bar{C}_{эф}(\varpi)$ и $\bar{K}_{эф}(\varpi)$ в этом случае будут иметь вид:

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

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

где

$$a = \varpi^2 \left(1 - \frac{\varpi^2}{\varpi_0^2} \right) \left(1 - \phi \frac{\varpi^2}{\varpi_0^2} \right);$$

$$b = \phi \left(1 - \frac{2\xi_0}{\varpi_0} \varpi^2 \right);$$

$$c = \phi^2 \left(1 - \frac{2\xi_0}{\varpi_0} \varpi^2 \right) + \varpi^2 \left(1 - \phi \frac{\varpi^2}{\varpi_0^2} \right)^2;$$

$$k = \varpi(1 - \phi) \left(\frac{2\xi_0}{\varpi_0} \varpi^2 - 1 \right);$$

$$e = \phi^2 \left(1 - \frac{2\xi_0}{\varpi_0} \varpi^2 \right)^2; \quad n = \varpi^2 \left(1 - \phi \frac{\varpi^2}{\varpi_0^2} \right)^2;$$

$\varpi_0 = \Omega_n/\Omega_0$; $\Omega_n = MNZ$; M – коэффици-

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

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:

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

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

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

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 $\bar{C}_{\text{эф}}$ при $\varpi = 0$ равна $1/\phi$ с увеличением частоты ϖ $\bar{C}_{\text{эф}}$ уменьшается так, что при $\varpi_1 = \sqrt{\phi/T_1}$ она равна единице, а затем при $\varpi_2^2 = (\phi + \varpi_1)/T_1$ принимает минимальное значение $\bar{C}_{\text{эф}} = 1 - \frac{(1-\phi)T_1}{1+2\sqrt{\phi T_1}}$ при $\varpi \rightarrow \infty$ $\bar{C}_{\text{эф}} \rightarrow 1$. Отсюда следует, что при увеличении T_1 $\bar{C}_{\text{эф}}$ может принимать отрицательные значения. Функция $\bar{K}_{\text{эф}}$ 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 $\bar{C}_{\text{эф}}$ в этом случае остается прежним, а функция $\bar{K}_{\text{эф}}$ достигает максимума и затем стремится к нулю. При использовании каналов управления с постоянными времени T_1 , T_2 и T_3 падение функции $\bar{C}_{\text{эф}}$ в сравнении с предыдущими случаями будет более значительным, а поведение функции $\bar{K}_{\text{эф}}$ 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 $E_{\text{жс}} = 1550 \text{ МПа}$; плотность жидкости $\rho_{\text{жс}} = 920 \text{ кг/м}^3$; 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: $C_{\text{нр}} = C_1 + C_2 C_3 / (C_2 + C_3) + C_4$;

$$C_i = 2E_{\text{жс}} f_i^2 / V_i; \quad m_{\text{нр}} = \frac{Jf^2}{q^2 \eta_m} + \rho_{\text{жс}} V;$$

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

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 $\bar{C}_{\text{эф}} = 1/\phi$ до $\bar{C}_{\text{эф}} = 1$ при $\varpi \rightarrow \infty$. Для модели жидкости Ньютона $\bar{C}_{\text{эф}} = 1$ при любых ϖ . Функция $\bar{K}_{\text{эф}}$ всегда отрицательна и при $\varpi = \phi$ принимает минимальные значения, а затем стремится к нулю при $\varpi \rightarrow \infty$. Таким образом, в рассматриваемой постановке жидкость не способна эффективно гасить пульсации давления в системе.

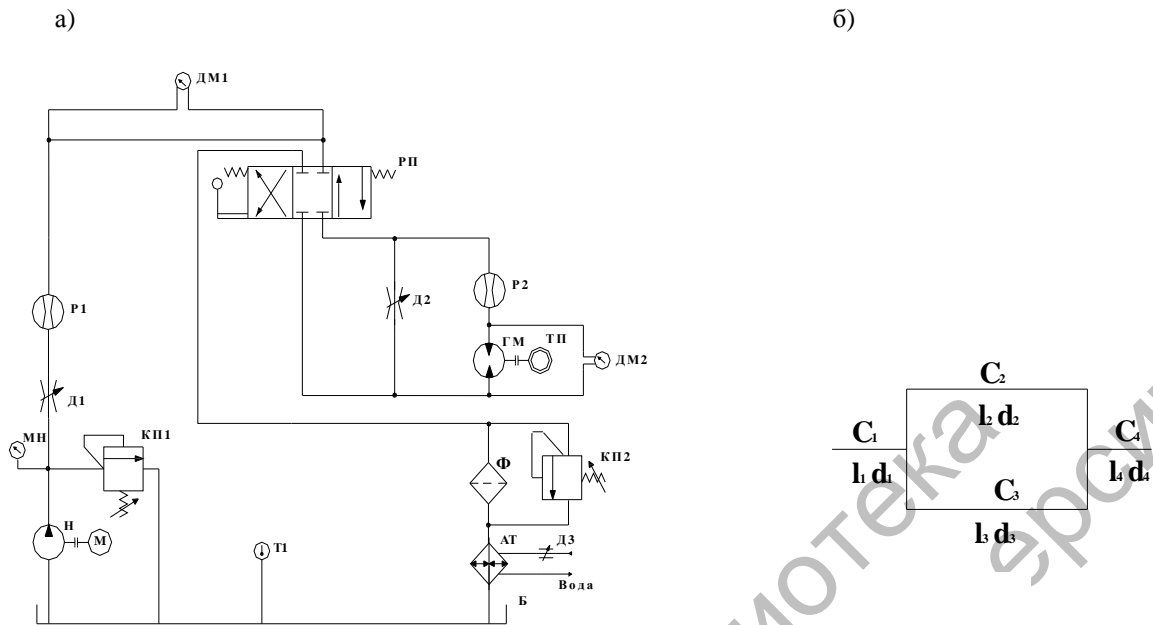


Рис. 2. Схема исследуемого гидропривода: а – схема гидравлическая принципиальная; б – эквивалентная схема привода; АТ – аппарат теплообменный; Б – бак; ГМ – гидромотор; Д1, Д2, Д3 – регулируемые дроссели; ДМ1, ДМ2 – дифференциальные манометры; КП1, КП2 – клапаны предохранительные; М – электродвигатель;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

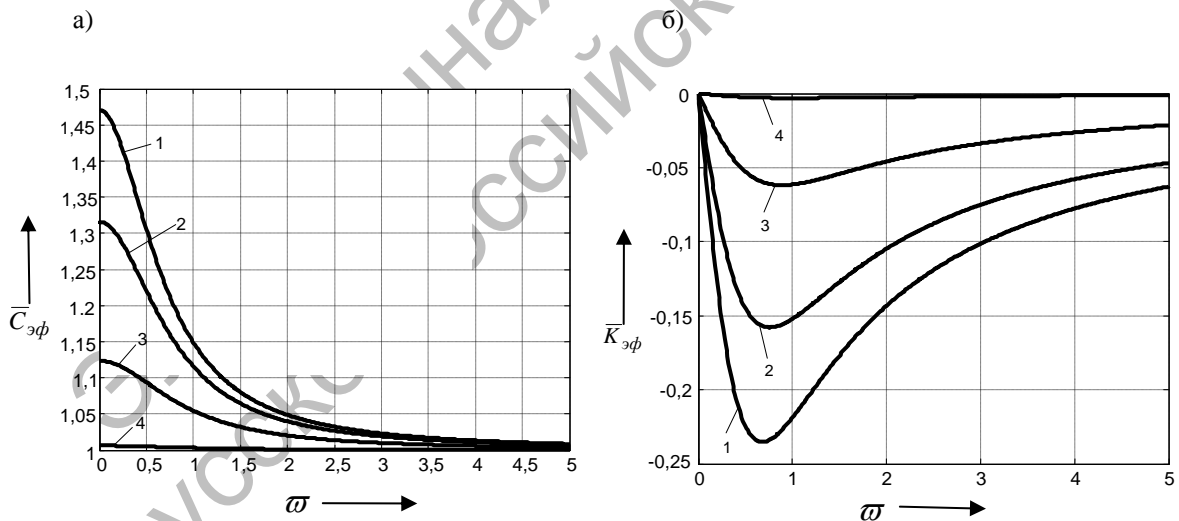


Рис. 3. Зависимость составляющих комплексной вязкости $\bar{C}_{эф}$ и $\bar{K}_{эф}$ от безразмерной частоты ω без управления: 1 – $\phi = 0,68$; 2 – $\phi = 0,76$; 3 – $\phi = 0,89$; 4 – $\phi = 0,994$

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.

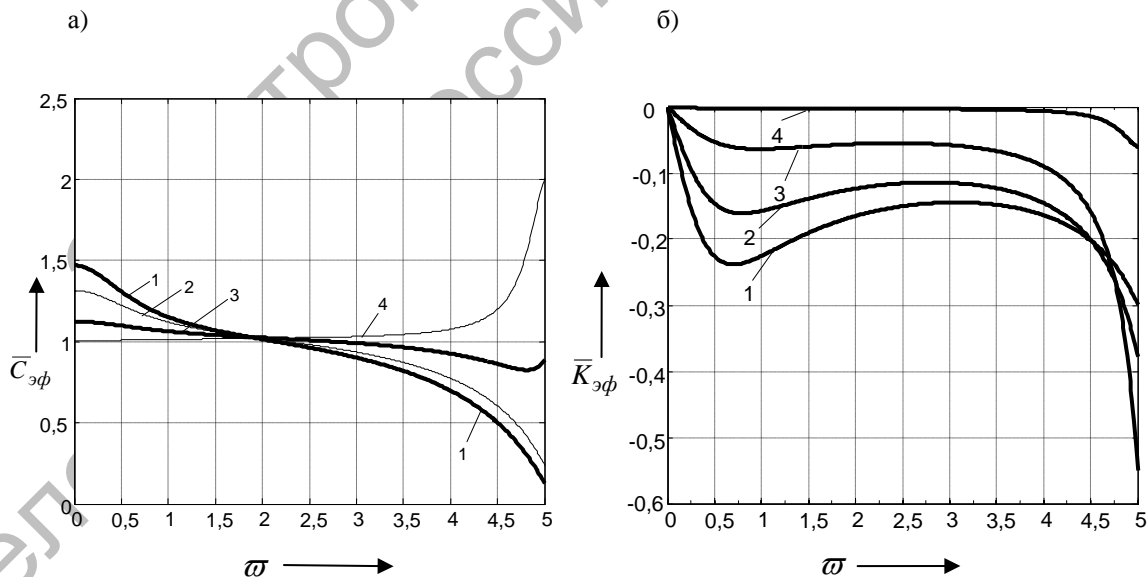


Рис. 4. Зависимость составляющих комплексной вязкости $\bar{C}_{эф}$ и $\bar{K}_{эф}$ от безразмерной частоты ϖ без управления с учетом относительного демпфирования ξ_0 : 1 – $\phi = 0,68$; 2 – $\phi = 0,76$; 3 – $\phi = 0,89$; 4 – $\phi = 0,994$

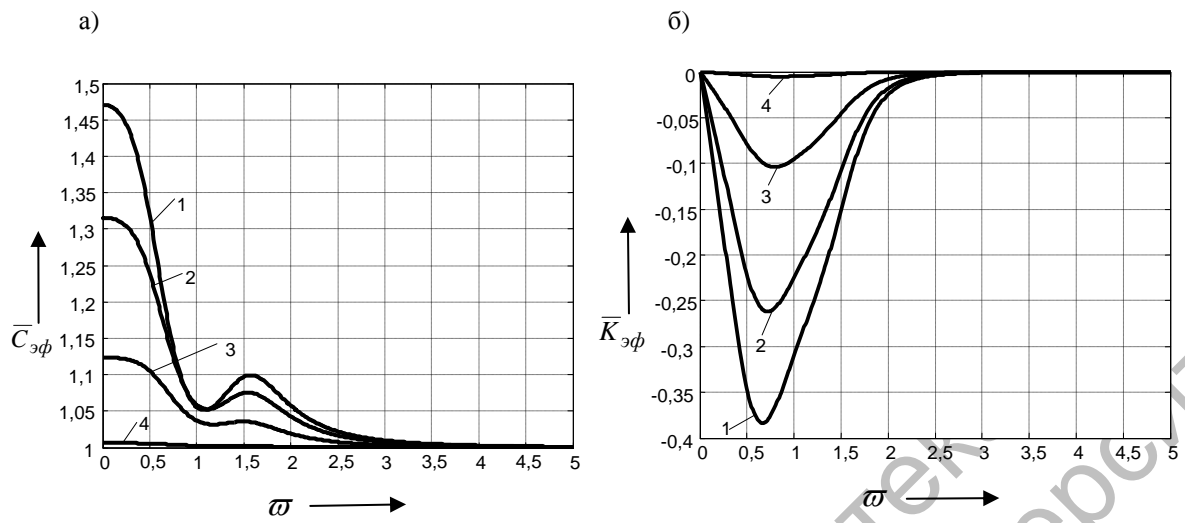


Рис. 5. Зависимость составляющих комплексной вязкости $\bar{C}_{эф}$ и $\bar{K}_{эф}$ от безразмерной частоты ω с управлением: 1 - $\phi = 0,68$; 2 - $\phi = 0,76$; 3 - $\phi = 0,89$; 4 - $\phi = 0,994$; $T_1 = 1$; $T_2 = 0$; $T_3 = 0,5$

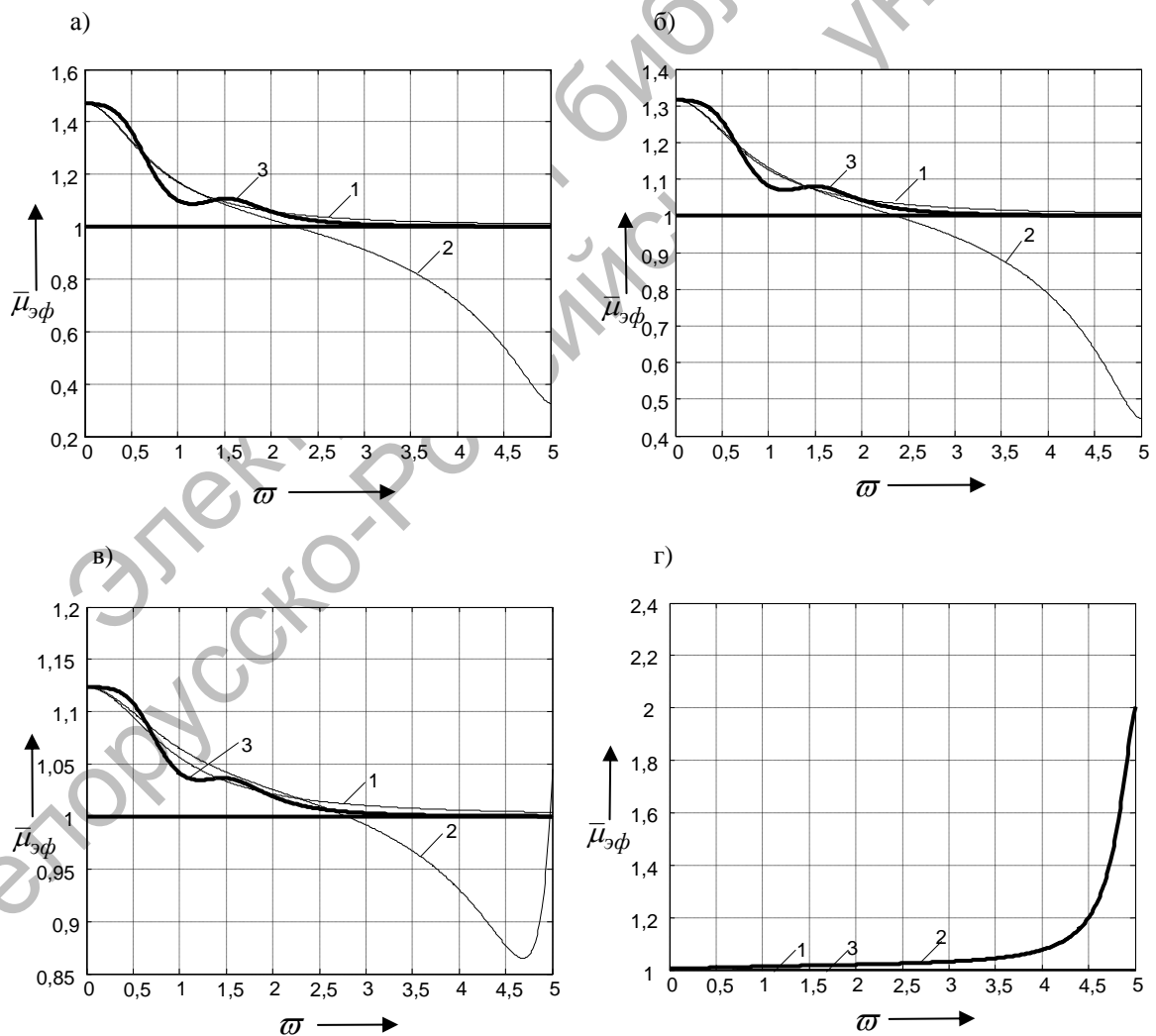


Рис. 6. Зависимость эффективной вязкости $\bar{\mu}_{эф}$ от частоты ω для различных значений, относи-

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. Панаиотти, 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.