

ВЛИЯНИЕ НЕНЬЮТОНОВСКИХ СВОЙСТВ МАСЕЛ НА НАГРУЖЕННОСТЬ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

В.Н. Прокопьев, д.т.н., проф., Е. А. Задорожная, к.т.н., доц., И. Г. Леванов, инж.
Южно-Уральский государственный университет

Представлены результаты расчета гидромеханических характеристик шатунных подшипников, смазываемых маслами с неньютоновскими свойствами. Расчеты выполнены применительно к тракторному двигателю 4Т 371.03. Показано, что такое свойство неньютоновских масел, как зависимость вязкости от скоростей сдвига, уменьшает потери на трение, а следовательно, и температуру подшипника. Одновременно заметно уменьшается толщина смазочного слоя.

Для смазки двигателей внутреннего сгорания все шире применяют загущенные масла. Известно, что такие масла являются неньютоновскими жидкостями и их вязкость зависит от скоростей сдвига в тонком смазочном слое, разделяющем поверхности трибосопряжений. Влияние этого фактора на параметры смазочного слоя сложнонагруженных сопряжений, к числу которых относятся сопряжения коренные и шатунные шейки коленчатого вала–вкладыши, изучено недостаточно.

В статье в качестве модели неньютоновской жидкости, применяемой для смазки подшипников коленчатого вала, используется вязкоупругая жидкость Максвелла, неньютоновские свойства которой учитываются зависимостью вязкости от второго инварианта скоростей сдвига [1,3]. Кроме того, учитываются эффекты релаксации (запаздывание изменений вязкости при быстром нарастании гидродинамических давлений).

Критерии, с помощью которых оценивается степень совершенства конструкции сложнонагруженных подшипников, формируются на основе анализа набора взаимосвязанных гидромеханических характеристик (ГМХ), определяющих теплонапряженность, износостойкость, усталостную долговечность сопряжений. К числу наиболее важных ГМХ коренных и шатунных подшипников коленчатого вала относятся: мгновенные значения минимальной толщины смазочного слоя $h_{\min}(t)$ и максимального гидродинамического давления $p_{\max}(t)$, а также их



экстремальные $\inf h_{\min}$, $\sup p_{\max}$ и средние h_{\min}^* , p_{\max}^* за цикл нагружения $t_{\text{ц}}$ величины, эффективная температура смазочного слоя T_3 , мгновенные и средние потери мощности на трение $N(t)$, N^* ; расходы смазки $Q_B(t)$, Q_B^* [1].

Исходными уравнениями для расчета ГМХ шатунных подшипников являются: уравнение Рейнольдса для поля гидродинамических давлений в смазочном слое, разделяющем произвольно нагруженные поверхности; система уравнений плоского движения центра шатунной шейки; уравнение теплового баланса [1].

Для интегрирования уравнения Рейнольдса при граничных условиях Свифта–Штибера с учетом наличия на поверхности шейки источников смазки (отверстий для подачи смазки) разработан многосеточный метод. Результатом интегрирования является поле гидродинамических давлений в смазочном слое.

Используется предположение, что течение жидкости в тонком смазочном слое изотермическое, вязкость рассчитывается как функция некоторой эффективной за цикл нагружения температуры T_3 , значение которой определяется из уравнения теплового баланса, отражающего равенство за цикл $t_{\text{ц}}$ количеств теплоты, рассеиваемой в смазочном слое и отводимой смазкой, вытекающей в торцы подшипника.

Неньютоновская вязкость μ^* аппроксимируется формулой [3]:

$$\mu_s^*(I_2) = \mu_1 \frac{K_c + \mu_2 \sqrt{I_2}}{K_c + \mu_1 \sqrt{I_2}}, \quad (1)$$

где μ_1 и μ_2 — первая и вторая ньютоновские вязкости; K_c — параметр, характеризующий

сдвиговую стабильность смазки: чем выше K_c , тем выше стабильность по отношению к сдвигу; I_2 — второй инвариант скоростей сдвига. Вязкости μ_1 и μ_2 и параметр K_c являются функциями эффективной температуры T_3 .

Приближенные уравнения плоского движения центра O_1 шатунной шейки (рис.1) в системе координат XO_2Y записываются в виде:

$$m_3 \ddot{\vec{U}} = \frac{1}{h_0 \omega_0^2} R_U(\vec{U}, \dot{\vec{U}}) + F_U(\vec{t}), \quad (2)$$

где m_3 — эффективная (расчетная) масса цапфы; $\vec{U} = U/h_0 = (X, Y)$ — безразмерный вектор перемещений ее центра; $\dot{\vec{U}}, \ddot{\vec{U}}$ — производные по безразмерному времени; $F_U = (F_x, F_y)$ — проекции на соответствующие оси внешней нагрузки; $R_U(\vec{U}, \dot{\vec{U}})$ — реакции смазочного слоя; h_0 — радиальный зазор, $\omega_0 = d\alpha/dt$.

Безразмерные реакции смазочного слоя на цапфу определяются формулами:

$$\vec{R}_U = \begin{bmatrix} \bar{R}_{x1} \\ \bar{R}_{y1} \end{bmatrix} = -\frac{1}{4} \iint_{\Omega_A} \bar{p}^* \begin{bmatrix} \cos\varphi \\ \sin\varphi \end{bmatrix} d\varphi d\vec{z}, \quad (3)$$

где \bar{p}^* — безразмерные гидродинамические давления в смазочном слое; φ, \vec{z} — угловая и осевая координаты подшипника; Ω_A — активная область, т.е. область смазочного слоя, где $\bar{p}^* > 0$.

Если учитываются эффекты релаксации, в уравнении (2) $F_U = F_U + \lambda \omega_0 \partial \alpha$, где λ — время релаксации.

Уравнения движения (2) интегрируются методом ФДН (методом, базирующемся на формулах дифференцирования назад) для уравнений второго порядка.

Рис. 1. Схема шатунного подшипника

Расчет ГМХ состоит из нескольких этапов [2].

1. Задаются геометрические характеристики шатунного подшипника, коэффициенты μ_1 и μ_2 динамической вязкости ньютоновской смазки, внешняя нагрузка и др. При расчете первого цикла нагружения задается предполагаемое значение эффективной температуры смазочного слоя T_3 .

2. На каждом временном шаге цикла нагружения подшипника интегрируется уравнение

Рейнольдса, определяется поле гидродинамических давлений и реакции смазочного слоя.

3. Интегрированием уравнения движения (2) определяются координаты центра шатунной шейки.

4. Рассчитываются ГМХ шатунного подшипника при текущем значении T_3 .

5. После расчета первого цикла нагружения решением уравнения теплового баланса уточняется эффективная температура T_3 , корректируются первая и вторая ньютоновские вязкости. Затем рассчитывается второй цикл нагружения с учетом нового значения T_3 , то есть повторяются шаги 2–4.

6. После расчета второго цикла условием $|T_3^{k-1} - T_3^k| < 1^\circ\text{C}$, где T_3^{k-1} и T_3^k — эффективные температуры на предыдущем и текущем циклах нагружения, проверяется сходимость. Если условие сходимости не выполняется, рассчитывается третий цикл и т. д.

Расчеты выполнялись применительно к шатунному подшипнику тракторного двигателя 4Т371.03 производства ОАО «ЧТЗ-Уралтрак». У этого подшипника смазка подается через отверстие в шатунной шейке диаметром 7 мм, расположенное под углом 210° к оси кривошипа. Угловая частота вращения коленчатого вала на режиме максимальной мощности принималась равной 209,44 1/с, радиальный зазор 35 мкм; температура подачи смазки 90°C .

Все вязкостные и реологические характеристики масла, применяемого для смазки двигателя 4Т371.03, считались аналогичными характеристикам масла 10W 40 по классификации SAE.

При изменении T_3 вязкость $\mu_1 = \mu_3$ корректировалась по известной формуле Фогеля.

$$\mu_3(T_3) = C_1 \exp(C_2/T_3). \quad (4)$$

$$\text{Здесь } C_2 = \ln(\mu_{40}/\mu_{100})(1/T_1 - 1/T_2),$$

$$C_1 = \mu_{40}/\exp(C_2/T_1) = \mu_{100}/\exp(C_2/T_2),$$

где μ_{40} и μ_{100} — коэффициенты динамической вязкости смазки, измеренные при характерных значениях температур $T_1 = 40^\circ\text{C}$ и $T_2 = 100^\circ\text{C}$, рекомендованных ГОСТ 25371-82 «Нефтепродукты. Метод расчета индекса вязкости».

Значения μ_2 рассчитывались из соотношения $\mu_2 \approx 0,565\mu_1$, для коэффициента K_c подобраны эмпирические соотношения: $K_c = aT_3^b$ при $T_3 \leq 100^\circ\text{C}$; $K_c = cT_3 - d$ при $T_3 > 100^\circ\text{C}$, где $a = 0,001$, $b = 3,0964$, $c = 86$, $d = 7100$.

Результаты расчета представлены в таблице и на рис. 2, 3.

Анализ результатов свидетельствует, что минимальная толщина смазочного слоя при

Результаты расчета гидромеханических характеристик шатунного подшипника двигателя 4Т371.03 на режиме максимальной мощности

Гидромеханическая характеристика	N^* , Вт	T_3 , °С	$Q_{в}^*$, л/с	h_{\min}^* , мкм	$\sup p_{\max}$, МПа	$\inf h_{\min}$, мкм
Ньютоновское масло	282,9	105,3	0,009597	7,593	78,75	4,638
Неньютоновское масло	234,4	101,8	0,01030	6,099	85,80	3,395

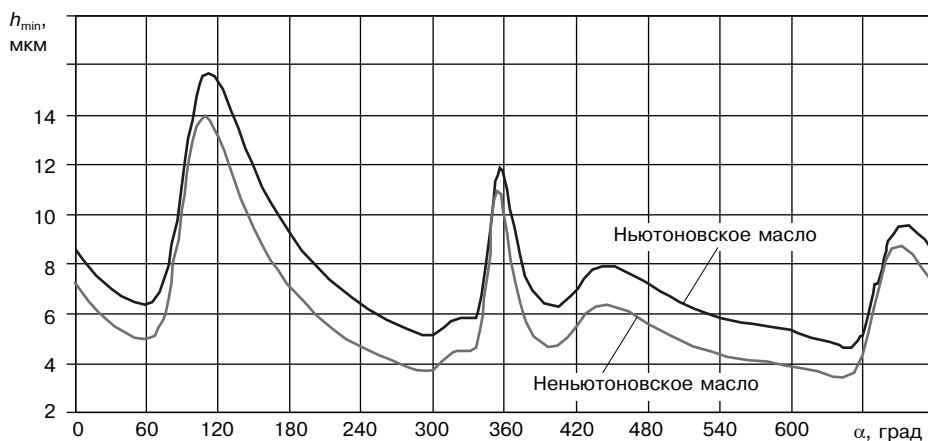


Рис. 2. Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота коленчатого вала

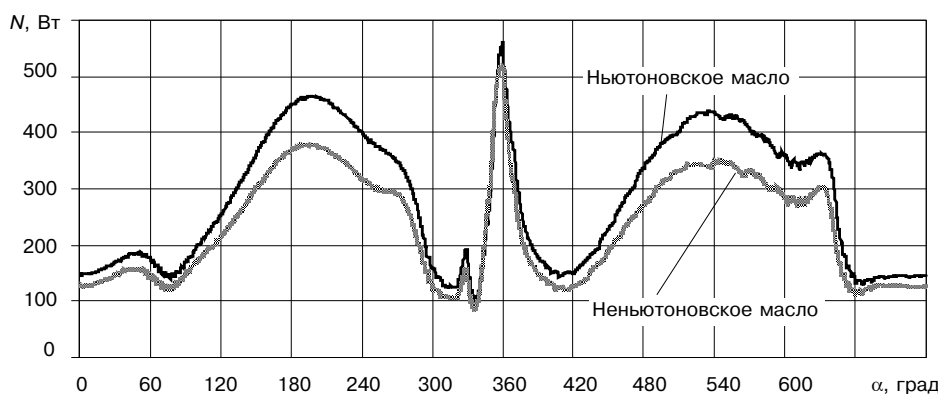


Рис. 3. Зависимость потерь мощности на трение от угла поворота коленчатого вала

смазке неньютоновским маслом уменьшается на 27 %, однако, ее значение остается в допустимых пределах. Максимальная разница потерь мощности на трение достигает 20 % при $\alpha = 540^\circ$.

аналитической ведомственной целевой программы «Развитие научного потенциала высшей школы (2006–2008 гг.)» (код проекта РНП 2.1.2.2285).

Литература

1. Прокопьев В.Н., Бояришинова А.К., Задорожная Е.А. Динамика сложнагруженного подшипника, смазываемого неньютоновской жидкостью // Проблемы машиностроения и надежности машин. — 2005. — № 6. — С. 108–114.
2. Прокопьев В.Н., Задорожная Е.А., Бояришинова А.К., Леванов И.Г. Комплекс программ анализа динамики

и гидромеханических характеристик подшипников скольжения, работающих на неньютоновских маслах «Ньютон-П» // Зарегистрирован Федеральной службой по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам под № 2007613507 от 20.06.2007.

3. Gesim B.A. Non-Newtonian Effects of Multigrade Oils on Journal Bearings Performance. Tribology Transactions. — 1990. — Vol. 33. — P. 384–394.

Средние за цикл потери N^* уменьшаются на 17 %.

Эффективная температура смазочного слоя при использовании неньютоновского масла снижается на 3,5 °С, расход смазки при этом увеличивается незначительно. С учетом эффекта релаксации влияние неньютоновских свойств масла на ГМХ шатунного подшипника более заметно. Заметим, что снижение температуры подшипника на 1 °С повышает его износостойкость на 1 %. Возможно, что именно это является главным фактором, объясняющим положительные результаты, наблюдаемые при эксплуатации двигателей с использованием загущенных масел.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 04-01-96-088) и