дивидуальных трибологических) свойств масел на силу трения в сопряжении «поршневое кольцо – гильза цилиндра».

Сотрудниками Вузовско-Академической лаборатории «Триботехника» при участии авторов совместно со специалистами лаборатории Трибологии Израильского Технологического Института – Технион запланированы в июне 2012 году экспериментальные исследования трибосопряжения «поршневое кольцо – гильза цилиндра», работающего на маслах, обладающих отличными друг от друга микрореологическими свойствами.

Результаты экспериментальных исследований помогут лучше понять физические процессы, происходящие при трении в малых зазорах в условиях, близких к реальным, а также уточнить расчётные модели и методики, позволяющие учитывать влияние индивидуальных трибологических характеристик смазывающих масел на работу таких узлов трения ещё на стадии проектирования, и, в конечном итоге, точнее определять механические потери мощности на трение в поршневых машинах.

Представленная работа выполняется при поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009–2013 годы», Российского фонда фундаментальных исследований (проект 10-08-00424) и Министерства образования и науки РФ (проект №2012044 – ГЗ 05).

Список литературы:

1. Путинцев С.В. Выбор зависимостей для расчёта сил трения в основных сопряжениях двигателя внутреннего сгорания / С.В. Путинцев, С. Лисинь, С.А. Аникин // Известия вузов. Машиностроение. –2002. – № 4. – С.50-55. 2. Рикардо Г.Р. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания: Пер. с англ. под общ. Ред. М.Г. Круглова. – М.: ГНТИ, 1960. – 406 с. 3. Энглиш К. Поршневые кольца: пер. с. нем. под ред. В.К. Житомирского. – М.: Машгиз, 1963 – Т.2. – 362 с. 4. Трение, изнашивание и смазка [Текст]: Справочник. В 2-х кн. / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. – Кн. 1. – 400 с. 5. Петриченко Р.М. Механизм образования смазочного слоя под комплектом поршневых колец ДВС / Р.М. Петриченко, А.Ю. Шабанов // Двигателестроение. – 1987. – № 4. – С. 6-10. 6. Заренбин В.Г. Исследование режимов приработке автомобильных двигателей при капитальном ремонте / В.Г. Заренбин, А.Х. Касумов. – М.: Транспорт, 1983. – 78 с. 7. Трение и теплопередача в поршневых кольцах двигателей внутреннего сгорания: Справочное пособие / Р.М. Петриченко, М.Р. Петриченко, А.Б. Канищев и др. Под ред. Р.М. Петриченко. – Л.: ЛГУ, 1990. – 248 с. 8. Кузнецов Г.К. Управление толщиной масляной плёнки между маслосъёмным поршневым кольцом и цилиндром [Текст]/ Г.К. Кузнецов // Известия вузов. Машиностроение. – 1979. – № 6. – С.67-71. 9. Мухортов И.В. Усовершенствованная модель реологических свойств граничного слоя смазки / И.В. Мухортов, Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов, Н.А. Усольцев // Трение и износ в машинах и механизмах, 2010. №5. С. 9–17. 10. Ryk G. Experimental Investigation of Laser Surface Texturing for Reciprocating Automotive Components / G. Ryk, Y. Kligerman, I. Etsion // Tribology Transaction . – 2002. – Vol.45. – P. 444–449.

Bibliography (transliterated):

1. Putincev S.V. Vybor zavisimostej dlja raschjota sil trenija v osnovnyh soprjazhenijah dvigatelja vnutrennego sgoranija / S.V. Putincev, S. Lisin', S.A. Anikin // Izvestija vuzov. Mashinostroenie. – 2002. – № 4. – S.50-55. 2. Rikardo G.R. Bystrohodnye dvigateli vnutrennego sgoranija: Per. s angl. pod obw. Red. M.G. Kruglova. – M.: GNTI, 1960. – 406 s. 3. Jenglish K. Porshnevye kol'ca: per. s. nem. pod red. V.K. Zhitomirskogo. – M.: Mashgiz, 1963 – T.2. – 362 s. 4. Trenie, iznashivanie i smazka [Tekst]: Spravochnik. V 2-h kn. / Pod red. I.V. Kragel'-skogo, V.V. Alisina. – M.: Mashinostroenie, 1978. – Kn. 1. – 400 s. 5. Petrichenko R.M. Mehanizm obrazovanija smazochnogo sloja pod komplektom porshnevyh kolec DVS / R.M. Petrichenko, A.Ju. Shabanov // Dvigatelestroenie. – 1987. – № 4. – S. 6-10. 6. Zarenbin V.G. Issledovanie rezhimov prirabotke avtomobil'nyh dvigatelej pri kapital'nom remonte / V.G. Zarenbin, A.H. Kasumov. – M.: Transport, 1983. – 78 s. 7. Trenie i teploperedacha v porshnevyh kol'cah dvigatelej vnutrennego sgoranija: Spravochnoe posobie / R.M. Petrichenko, M.R. Petrichen-ko, A.B. Kaniwev i dr. Pod red. R.M. Petrichenko. – L.: LGU, 1990. – 248 s. 8. Kuznecov G.K. Upravlenie tolwinoj masljanoj pljonki mezhdu maslos#jomnym porshnevym kol'com i cilindrom [Tekst]/ G.K. Kuznecov // Izvestija vuzov. Mashinostroenie. – 1979. – № 6. – S.67-71. 9. Muhortov I.V. Usovershenstvovannaja model' reologicheskih svojstv granichnogo sloja smazki / I.V. Muhortov, E.A. Zadorozhnaja, I.G. Levanov, N.A. Usol'-cev // Trenie i iznos v mashinah i mehanizmah, 2010. №5. S. 9–17. 10. Ryk G. Experimental Investigation of Laser Surface Texturing for Reciprocating Automotive Components / G. Ryk, Y. Kligerman, I. Etsion // Tribology Transaction . – 2002. – Vol.45. – P. 444–449.

УДК 55.42.00; 55.03.33

Е.А. Задорожная, канд. техн. наук, В.Г. Караваев, канд. техн. наук

ОЦЕНКА ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ СЛОЖНОНАГРУЖЕННОГО ПОДШИПНИКА С УЧЕТОМ РЕОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА

Введение. Поведение слоя смазки, заключенного между поверхностями трения, описывается системой уравнений гидродинамической теории смазки, теплопередачи, а поверхности трения считаются границами смазочного слоя. При моделировании и расчете сложнонагруженных подшипников скольжения стремятся учитывать как можно большее число геометрических, силовых и режимных параметров, обеспечивая на ранних этапах проектирования адекватность прогноза работоспособности гидродинамических трибосопряжений. Конструкцию сложнонагруженного подшипника оценивают расчетной траекторией, по которой под действием приложенных нагрузок движется центр шипа, и набором взаимосвязанных гидромеханических характеристик.

В классической гидродинамической теории смазки движение жидкости в тонком смазочном слое трибосопряжений описывается тремя фундаментальными законами: сохранения количества движения, массы и энергии. Для сложнонагруженных подшипников к уравнениям, составленным на основе законов сохранения, добавляются уравнения движения подвижных элементов трибосопряжений.

Проблематика теории гидродинамических трибосопряжений характеризуется совокупностью методов решения трех взаимосвязанных задач:

1. Расчет поля гидродинамических давлений в тонком смазочном слое, разделяющем поверхности трения шипа и подшипника, при произвольном законе их относительного движения.

2. Определение параметров нелинейных колебаний шипа на смазочном слое, расчет траектории движения центра шипа.

3. Расчет температуры смазочного слоя.

Обобщенное уравнение Рейнольдса для гидродинамических давлений в смазочном слое неньютоновской жидкости. В безразмерной форме обобщенное уравнение Рейнольдса для гидродинамических давлений в тонком смазочном слое неньютоновской смазки, разделяющем поверхности втулки и цапфы с неидеальной геометрией, в обозначениях работы [1] имеет вид

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}\left[F_\varphi\bar{\rho}\bar{h}^{n+2}\frac{\partial\bar{p}}{\partial\varphi}\right]+\frac{1}{a^2}\frac{\partial}{\partial\bar{z}}\left[F_z\bar{\rho}\bar{h}^{n+2}\frac{\partial\bar{p}}{\partial\bar{z}}\right]= =\frac{\partial}{\partial\varphi}\left\{F_\omega\bar{\rho}\bar{h}\right\}+\frac{\partial}{\partial\bar{t}}\left(\bar{\rho}\bar{h}\right) \tag{1}$$

Здесь $\bar{z}=2z/B$, $-1\le\bar{z}\le1$, $a=B/2r$, $\bar{t}=\omega_0 t$, $\bar{p}=(p-p_a)\psi^2/\mu_0\omega_0$, $\bar{\rho}=\rho/\rho_0$, ρ_0, p_a – характерная плотность смазки, атмосферное давление;

$$F_\varphi=F_z=\left(\bar{\phi}_2-\frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0}\bar{\phi}_1\right),\ F_\omega=\left(1-\frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0}\right)\bar{\omega}_{21},$$

$$\bar{\phi}_k=\int_0^1\frac{\bar{y}^k}{\bar{\mu}^*}d\bar{y},\ \bar{\phi}_{ky}=\int_0^{\bar{y}}\frac{\bar{y}^k}{\bar{\mu}^*}d\bar{y},\ k=0,1,...$$

$\bar{\omega}_{21}=\omega_{21}/\omega_0$ $\psi=h_0^*/r$, $\bar{\omega}_{21}=(\omega_2-\omega_1)/\omega_0$,

$\bar{\mu}^*=\mu^*/\mu_0$, μ_0 – характерная вязкость; μ^* – вязкость неньютоновской смазки, являющаяся в общем случае функцией температуры смазочного слоя $T(x,y,z)$, давления p и второго инварианта квадрата тензора скоростей деформаций

$$I_2\approx\left(\frac{\partial V_x}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial V_z}{\partial y}\right)^2.$$

Вязкость μ^* аппроксимируем степенным законом Оствальда–Вейла:

$$\mu^*=mI_2^{(n-1)/2}, \tag{2}$$

где m и n – параметры степенного закона.

Безразмерные скорости деформаций представим в виде:

$$\frac{\partial\bar{V}_x}{\partial\bar{y}}=\frac{1}{\bar{\mu}^*}\left[\frac{\bar{\omega}_{21}}{\bar{\phi}_0}+\bar{h}^2\left(\bar{y}-\frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0}\right)\frac{\partial\bar{p}^*}{\partial\varphi}\right],$$

$$\frac{\partial\bar{V}_z}{\partial\bar{y}}=\frac{1}{\bar{\mu}^*}\bar{h}^2\left(\bar{y}-\frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0}\right)\frac{1}{a}\frac{\partial\bar{p}^*}{\partial\bar{z}},$$

где

$$\bar{V}_x=\frac{\bar{\phi}_{0y}}{\bar{\phi}_0}\bar{\omega}_{21}+\left(\bar{\phi}_{1y}-\frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0}\bar{\phi}_{0y}\right)\bar{h}^2\frac{\partial\bar{p}^*}{\partial\varphi},$$

$$\bar{V}_z=\left(\bar{\phi}_{1y}-\frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0}\bar{\phi}_{0y}\right)\bar{h}^2\frac{1}{a}\frac{\partial\bar{p}^*}{\partial\bar{z}}.$$

Уравнение (1) интегрируется при граничных условиях Свифта- Штибера или Якобсона-Флоберга-Ольсена (ЯФО) с помощью модификации алгоритма Элрода. Авторы работ [2, 3] исследовали несколько версий алгоритма сохранения массы. В конечном итоге предпочтение отдано версии, базирующейся на введении функции $\Phi(\varphi,z)$, связанной со степенью заполнения $\theta(\varphi,z)$ соотношением

$$\theta=1+(1-g)\Phi.$$

Здесь $\Phi=\bar{p}^*$ и $g=1$ в области давлений, где $\Phi\ge0$; $\Phi=(\theta-1)$ и $g=0$ в области кавитации, где $\Phi<0$.

Модифицированное уравнение Элрода, интегрированием которого определяется поле давлений в смазочном слое и степень заполнения зазора, записывается в виде

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}\left[F_\varphi \bar{h}^2 \frac{\partial}{\partial\varphi}(g\Phi)\right]+\frac{1}{a^2}\frac{\partial}{\partial\bar{z}}\left[F_z\bar{h}^2\frac{\partial}{\partial\bar{z}}(g\Phi)\right]= \\ =\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(F_\omega\theta\,\bar{h}\right)+\frac{\partial}{\partial\bar{t}}\left(\theta\,\bar{h}\right). \quad (3)$$

Расходы смазки, потери на трение, реакции смазочного слоя. Обозначив $\bar{q}_\varphi = q_x/\omega_0 r^2\psi$, $\bar{q}_z = q_z a/\omega_0 r^2\psi$, находим

$$\bar{q}_\varphi = \theta\cdot F_\omega\bar{h} - F_\varphi\bar{h}^{n+2}\frac{\partial\bar{p}^*}{\partial\varphi},\ \bar{q}_z = -F_z\bar{h}^{n+2}\frac{\partial\bar{p}^*}{\partial\bar{z}}.$$

где $q_x = \int\limits_{h_1}^{h_2} V_x dy,\quad q_z = \int\limits_{h_1}^{h_2} V_z dy$ – объёмные расходы смазки через сечения единичной протяженности в направлении координат x и z ; θ – степень заполнения зазора.

Объёмный расход смазки через сечение $\bar{z} = \mathrm{const}$ в направлении оси Oz для подшипника с полным охватом цапфы определяем как

$$Q_z = -\,\omega_0 r^3\psi/a\int\limits_0^{2\pi}\bar{q}_z d\varphi\,.$$

Объёмный суммарный расход в торцы подшипника составит

$$Q_T = -\,2\omega_0 r^3\psi/a\int\limits_0^{2\pi}\bar{q}_z\big|_{\bar{z}=1}d\varphi\,.$$

Плотность распределения мощности сил трения, обусловленных касательными напряжениями сдвига (диссипативная функция), для случая неизотермического течения неньютоновской смазки определяется выражением

$$Д = \mu^* I_2\,.$$

Используя степенной реологический закон (2), получаем

$$Д = \left(\psi/\omega_0\right)^{n-1}\mu\, I_2\left|\frac{\partial V_x}{\partial y}\right|^{n-1}. \quad (4)$$

Потери на трение для смазочного слоя подшипника определяются интегрированием функции (4) по объёму смазочного слоя:

$$N = r\left(\psi/\omega_0\right)^{n-1}\iint\limits_{\Omega^-}\theta\left[\int\limits_0^h \mu\, I_2\left|\frac{\partial V_x}{\partial y}\right|^{n-1}dy\right]d\varphi dz\,. \quad (5)$$

Интеграл берётся по области $\Omega^- = \Omega - \Omega_s$, поскольку в области источников смазки Ω_s, вследствие их относительно большого размера в направлении координаты y по сравнению с толщиной смазочного слоя, сколько-нибудь существенные значения напряжений сдвига возникнуть не могут.

Из (5) после введения безразмерных величин получаем

$$N = \frac{Br^2\omega_0^2\mu_0}{2\psi}\iint\limits_{\Omega^-}\frac{\theta}{\bar{h}^n}\left[\int\limits_0^1\bar{\mu}\,\bar{I}_2\left|\frac{\partial\bar{V}_x}{\partial\bar{y}}\right|^{n-1}d\bar{y}\right]d\varphi d\bar{z}\,.$$

Безразмерные реакции смазочного слоя на цапфу определяем следующим образом

$$\bar{R}_U^* = \begin{bmatrix}\bar{R}_X^*\\ \bar{R}_Y^*\end{bmatrix} = -\frac{1}{4}\iint\limits_{\Omega}\bar{p}^*\begin{bmatrix}\cos\varphi\\ \sin\varphi\end{bmatrix}d\varphi d\bar{z}\,.$$

Здесь $\bar{R}_U^* = k_R\cdot R_U^*$, где $k_R = \psi^2/BD\mu_0\,\omega_0$; $\bar{R}_U^*$ – размерные реакции смазочного слоя на цапфу.

Уравнения движения подвижных элементов подшипника. Основные идеи разработанного алгоритма движения подвижных элементов сложнонагруженных трибосопряжений рассмотрим на примере сопряжения «цапфа-втулка» (шатунная шейка коленчатого вала – нижняя головка шатуна) двигателя внутреннего сгорания.

Приближенные уравнения движения центра шатунной шейки записываем в виде:

$$m_Э\ddot{\bar{U}} = P(\bar{U},\dot{\bar{U}}) + f_U(\bar{t})\,, \quad (6)$$

где $$P_U(\bar{U},\dot{\bar{U}}) = \frac{1}{h_0\omega_0^2}R_U^*(\bar{U},\dot{\bar{U}})\,;$$

$$f_U(\bar{t}) = F_U(\bar{t}) + \lambda\frac{\partial F_U}{\partial\bar{t}}\,, \quad (7)$$

$P_U(\bar{U},\dot{\bar{U}})$ – размерные реакции, связанные с безразмерными $\bar{R}_U^*$ соотношением $P_U = k_{R^*}\bar{R}_U^*$. В уравнениях (6) $m_э$ – эффективная расчетная масса шипа; $\bar{U} = U/h_0 = (\bar{X},\bar{Y})$ – безразмерный вектор перемещения его центра; $\dot{\bar{U}},\ddot{\bar{U}}$ – производные по безразмерному времени; $F_U = (F_{X_1},F_{Y_1})$ –проекции на соответствующие оси внешней нагрузки. Безразмерные реакции определяются формулами (7).

Характерной особенностью является малость левой части системы (6) по сравнению с $\bar{R}_U^*$ и $f_U(\bar{t})$, что является признаком её жесткости. Допустимо заменять (6) системой:

$$P_U(\bar{U},\dot{\bar{U}}) + f_U(\bar{t}) = 0$$

и решать последнюю на основе использования метода ФДН (метода, базирующегося на формулах дифференцирования назад) для уравнений первого порядка.

Уравнение энергии для смазочного слоя радиального подшипника с неньютоновской смазкой.

В основу теории тепловых процессов, происходящих в сложнонагруженной опоре жидкостного трения, положено обобщенное уравнение энергии (теплопереноса) для тонкого слоя вязкой несжимаемой жидкости между двумя движущимися поверхностями:

$$\rho c_0 \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_0 \left(V_x \frac{\partial T}{\partial x} + V_y \frac{\partial T}{\partial y} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \lambda_0 \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = Д$$

Здесь ρ – плотность смазки; c_0, λ_0 – удельная теплоемкость и теплопроводность смазки (обычно принимаются постоянными); $T(x, y, z, t)$ – температура в точке с координатами x, y, z; t – время; V_x, V_y, V_z – компоненты вектора скорости элементарного объема смазки, расположенного между двумя движущимися поверхностями сопряжения.

В зависимости от используемых допущений о распределении температур в тонком смазочном слое, могут применяться три подхода к интегрированию уравнения энергии: термогидродинамический (неизотермический), адиабатический, изотермический.

При *термогидродинамическом* подходе предполагается изменение температуры во всех направлениях, в том числе поперек смазочного слоя. В этом случае граничные условия наиболее адекватны реальным тепловым процессам. При таком подходе получают информацию о локальных свойствах температурного поля смазочного слоя: распределение температур $T(x, y, z, t)$; максимальную температуру $T_{\max}$; мгновенные средние значения температур $T_{cp}(t)$; зоны повышенных температур.

При *адиабатическом* подходе принимается, что изменение температуры поперек смазочного слоя не учитывается, а шип и подшипник предполагаются идеальными тепловыми изоляторами. Так как при таком подходе не учитывается теплоотдача в шип и подшипник, расчетные температуры получаются завышенными, что снижает достоверность полученных результатов.

При *изотермическом* подходе принимается, что расчетная текущая температура $T_э = T_э(t)$ одинакова во всех точках смазочного слоя. Эта температура является весьма инерционным параметром и определяется при решении уравнения теплового баланса

$$A_N^*(t) = A_Q^*(t),$$

отражающего равенство средних за цикл значений теплоты A_N^*, рассеянной в смазочном слое и теплоты A_Q^*, отведенной смазкой, вытекающей в торцы опоры. Приращение температуры в смазочном слое определим по формуле

$$\Delta T_э = \frac{N}{Q_T \cdot \rho \cdot c_0},$$

где N – потери мощности на трение в смазочном слое на каждом временном шаге (за цикл нагружения); Q_T – расход смазки через опору на каждом временном шаге (за цикл нагружения).

Зависимость вязкости смазки от температуры находим по формуле Фогеля:

$$\mu(T) = C_1 \cdot \exp\left(C_2 / (T + C_3)\right), \tag{8}$$

где C_1, C_2, C_3 – константы, являющиеся эмпирическими характеристиками смазочного материала.

Значения коэффициентов C_i рассчитываются по формулам, следующим из зависимости (8):

$$C_3 = \frac{-\left[T_1 (T_3 - T_2) \ln\left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right) - T_3 (T_2 - T_1) \ln\left(\frac{\mu_2}{\mu_3}\right) \right]}{\left[(T_3 - T_2) \ln\left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right) - (T_2 - T_1) \ln\left(\frac{\mu_2}{\mu_3}\right) \right]};$$

$$C_2 = \frac{\ln\left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right) \cdot (T_1 + C_3) \cdot (T_2 + C_3)}{(T_2 - T_1)}; \quad C_1 = \frac{\mu_1}{\exp(C_2 / T_1)}.$$

При термогидродинамическом подходе обобщенное уравнение энергии (теплопереноса) для смазочного слоя вязкой несжимаемой неньютоновской жидкости записывается в безразмерном виде:

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{t}} + \bar{V}_x \frac{\partial \bar{T}}{\partial \varphi} + \bar{D} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} + \bar{V}_z \left(\frac{1}{a}\right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{z}} =$$

$$= \frac{1}{Pe} \cdot \frac{1}{\bar{h}^2} \cdot \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{y}^2} + \frac{1}{k_T} \cdot \frac{1}{\bar{h}^{n+1}} \bar{Д}.$$

Здесь $\bar{T} = T / T_0$ – безразмерная температура в произвольной точке смазочного слоя, T_0 – характерная температура;

$$\bar{D} = -\frac{2}{\bar{h}} \left[\bar{y} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} + \left(\bar{h} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \varphi} \int_{-0}^{\bar{y}} \bar{V}_x d\bar{y} \right) + \frac{1}{a} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{z}} \left(\int_{0}^{\bar{y}} \bar{V}_z d\bar{y} \right) \right],$$

$$\overline{Д} = \overline{\mu}\,\overline{I}_2 \left| \frac{\partial \overline{V}_x}{\partial \overline{y}} \right|^{n-1}; \; k_T = \rho_0 \overline{\rho} c_0 T_0 \psi^2 / (\omega_0 \mu_0^*);$$

$Pe = \rho_0 \overline{\rho} c_0 \omega_0 \Delta_0^2 / \lambda_0$ – число Пекле, c_0, λ_0 – удельная теплоемкость и теплопроводность смазки (принимаются постоянными).

Для упрощения решения задачи было рассмотрено двухмерное уравнение энергии. Чтобы обосновать возможность такого упрощения, рассмотрим сложнонагруженные подшипники с разными способами подачи смазки из источников (канавок, отверстий), оси z которых совпадают с осью $z = 0$.

Эксперименты показывают, что при таких способах подачи смазки в источники, температуры поверхности втулки, граничащей со смазочным слоем, изменяются по ширине подшипника не столь значительно, как в направлении координаты φ. Условимся считать, что тепловое состояние смазочного слоя определяется температурой $T'(\varphi, y, t)$ в сечении $z = B/4$ (рис. 1), где y изменяется от 0 до $h(\varphi)$.

С учетом принятого допущения о постоянстве температуры по оси z уравнение для T' запишем в виде

$$\frac{\partial \overline{T}'}{\partial \overline{t}} + \overline{U}\,\frac{\partial \overline{T}'}{\partial \varphi} + \overline{D}\,\frac{\partial \overline{T}'}{\partial \overline{y}} = \frac{1}{Pe} \cdot \frac{1}{\overline{h}^2} \cdot \frac{\partial^2 \overline{T}'}{\partial \overline{y}^2} + \frac{1}{k_T} \cdot \frac{1}{\overline{h}^{n+1}}\,\overline{Д},$$

где $\overline{T}' = T'/T_0$. (9)

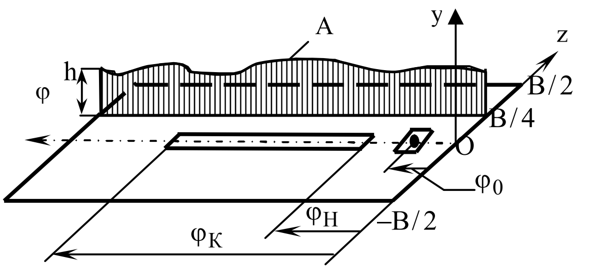

Рис. 1. К расчету распределения температур смазочного слоя: φ_H, φ_K *– углы начала и конца частичной смазочной канавки;* φ_0 *– угол расположения отверстия для подачи смазки, аппроксимированного квадратом*

Теплоотдача во втулку и цапфу. Вследствие значительной тепловой инерции цапфа и втулка практически не реагируют на тепловые изменения в смазочном слое за время цикла нагружения $t_ц$, эквивалентного, например, для двигателей внутреннего сгорания времени двух оборотов коленчатого вала. Исходя из этого, при интегрировании уравнения (9) поля температур поверхностей цапфы и втулки, ограничивающих смазочный слой, в пределах цикла нагружения будем считать неизменными, соответствующими концу предыдущего цикла

На каждом шаге расчета траектории центра цапфы, когда совместно интегрируются уравнение Рейнольдса и уравнение энергии, рассчитываются тепловые потоки из смазочного слоя, приходящиеся на единицу поверхностей втулки $Q_в\,(y = 0)$ и цапфы (шипа) $Q_ш\,(y = h)$, т.е. единичные тепловые потоки в сечении $z = B/4$:

$$Q_в = -\lambda^*(\theta) \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}; Q_ш = -\lambda^*(\theta) \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=h}.$$

Здесь $\lambda^*(\theta)$ – удельная теплопроводность смазки, определяется соотношениями

$$\lambda^*(\theta) = \lambda_0, \text{если } \theta \ge 1; \quad \lambda^*(\theta) = \lambda_0 \theta, \text{если } \theta < 1.$$

После окончания цикла нагружения рассчитываются средние за время цикла единичные тепловые потоки из смазочного слоя во втулку и цапфу

$$Q_в^c = \frac{1}{t_ц} \int_0^{t_ц} Q_в(x,z,t)\,dt; Q_ш^c = \frac{1}{t_ц} \int_0^{t_ц} Q_ш(x,z,t)\,dt.$$

Распределение температур $T_в(\varphi, R, t)$ во втулке, где R – радиальная координата (рис. 2), определяется решением уравнения для неустановившегося теплового потока, которое в цилиндрических координатах и безразмерных переменных записывается в виде

$$\frac{\partial \overline{T}_в}{\partial \overline{t}} = \overline{\alpha}_в \left(\frac{\partial^2 \overline{T}_в}{\partial \overline{R}^2} + \frac{1}{\overline{R}} \frac{\partial \overline{T}_в}{\partial \overline{R}} + \frac{1}{\overline{R}^2} \frac{\partial^2 \overline{T}_в}{\partial \varphi^2} \right). \quad (10)$$

Здесь $\overline{R} = R/r$; $\overline{T}_в = T_в/T_0$; $\overline{\alpha}_в = \lambda_в T_0 / (c_в \rho_в r^2)$ – безразмерный коэффициент теплоотдачи от втулки в окружающую среду, $\rho_в, c_в, \lambda_в$ – плотность, удельная теплоемкость, удельная теплопроводность материала втулки.

Введем расчетную систему координат $Ox_1y_1z_1$ (рис. 2) и безразмерные переменные

$$\overline{y}_1 = (R - r_{10})/(r_3 - r_{10}) = (\overline{R} - 1)/(\overline{r}_3 - 1), \; \overline{r}_3 = r_3/r,$$

где r_3 – расчетный радиус наружной поверхности втулки.

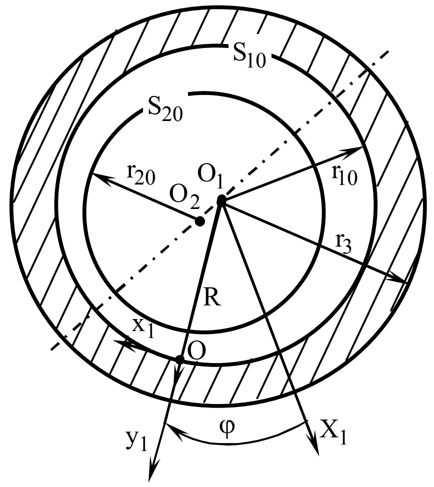

Рис. 2. К расчету распределения температур во втулке

Теперь уравнение (10) принимает вид

$$\frac{\partial \overline{T}_в}{d\bar{t}} = \alpha_в \left(\frac{1}{(\bar{r}_3 - 1)^2} \frac{\partial^2 \overline{T}_в}{\partial \bar{y}_1^2} \right) + \left(\frac{\alpha_в}{[1+(\bar{r}_3-1)\bar{y}_1](\bar{r}_3-1)} \frac{\partial \overline{T}_в}{\partial \bar{y}_1} + \frac{\alpha_в}{[1+(\bar{r}_3-1)\bar{y}_1]^2} \frac{\partial^2 \overline{T}_в}{\partial \varphi^2} \right). \qquad (11)$$

Для расчета температуры цапфы представляется перспективной схема, предложенная Ханом и Паранджипом [5], трактующими цапфу как термический элемент с однородным температурным полем. Расчетное уравнение для температуры $T_ш(t)$ цапфы записывается в виде

$$m_ш c_ш \frac{dT_ш}{dt} = \sum Q_ш^c - \alpha_c S_ш (T_2 - T_c), \qquad (12)$$

где $m_ш, c_ш$ – масса и удельная теплоемкость цапфы; α_c – усредненный коэффициент теплоотдачи от цапфы в окружающую среду; $S_ш$ – площадь теплообменной поверхности цапфы; T_c – температура окружающей среды; $\sum Q_ш^c$ – суммарный средний за цикл нагружения тепловой поток от смазочного слоя в цапфу, определяемый соотношением

$$\sum Q_ш^c = \frac{1}{2} Br \iint_\Omega Q_ш^c d\varphi\, d\bar{z}\,. \qquad (13)$$

В безразмерных переменных уравнение (12) принимает вид

$$\frac{\partial \overline{T}_ш}{\partial \bar{t}} = \sum \overline{Q}_ш^c - \bar{\alpha}_c (\overline{T}_ш - \overline{T}_c), \qquad (14)$$

где $\overline{T}_ш = T_ш / T_0$; $\overline{T}_c = T_c / T_0$;

$$\overline{Q}_ш^c = Q_ш^c / (m_ш c_ш \omega_0); \; \bar{\alpha}_c = \alpha_c S_ш / (m_ш c_ш \omega_0).$$

При интегрировании уравнений (11), (14) значения номинальных удельных теплоёмкостей $c_в, c_ш$ втулки и цапфы уменьшаются на порядок, что значительно уменьшает общие затраты времени на решение задачи. Такой приём эквивалентен по смыслу введению вместо времени $\bar{t}$ псевдовремени $\bar{t}' = 10\bar{t}$.

Начальные и граничные условия. При периодическом характере приложенных нагрузок решение всей задачи продолжается до момента, когда расчетные координаты центра цапфы, давления и температурные поля в двух соседних циклах (периодах) нагружения совпадут, т.е. выполнятся условия, заменяющие начальные:

$$\overline{U}(\bar{t}) = \overline{U}(\bar{t} + \bar{t}_ц); \;\; \bar{p}'(\varphi, \bar{z}, \bar{t}) = \bar{p}'(\varphi, \bar{z}, \bar{t} + \bar{t}_ц);$$

$$\overline{T}'(\varphi, \bar{y}, \bar{t}) = \overline{T}'(\varphi, \bar{y}, \bar{t} + \bar{t}_ц);$$

$$\overline{T}_в(\varphi, \overline{R}, \bar{t}) = \overline{T}_в(\varphi, \overline{R}, \bar{t} + \bar{t}_ц); \; \overline{T}_ш(\bar{t}) = \overline{T}_ш(\bar{t} + \bar{t}_ц);$$

где $\bar{t}_ц = \omega_0 t_ц$.

Граничные условия, при которых интегрируются уравнения тепловой подзадачи, формулируются следующим образом.

Для температуры смазочного слоя и втулки справедливы условия периодичности в окружном направлении

$$\overline{T}'(\varphi, \bar{y}, \bar{t}) = \overline{T}'(\varphi + 2\pi, \bar{y}, \bar{t});$$

$$\overline{T}_в(\varphi, \overline{R}, \bar{t}) = \overline{T}_в(\varphi + 2\pi, \overline{R}, \bar{t}).$$

На наружной поверхности втулки считается справедливой гипотеза свободной конвекции

$$\left.\frac{\partial \overline{T}_в}{\partial \overline{R}}\right|_{\overline{R}=\bar{r}_3} = \frac{\alpha_в r}{\lambda_в} \left(\left.\overline{T}_в\right|_{\overline{R}=\bar{r}_3} - \overline{T}_c \right),$$

где $\alpha_в$ – коэффициент теплоотдачи для втулки.

На поверхности, общей для смазочного слоя и втулки, ставятся условия непрерывности потока тепла

$$\left.\frac{\partial \overline{T}_1}{\partial \bar{y}_1}\right|_{\bar{y}_1=0} = -(\bar{r}_3 - 1) \frac{\lambda^*(\theta)}{\lambda_в \bar{h} \psi} \left.\frac{\partial \overline{T}}{\partial \bar{y}}\right|_{\bar{y}=0}.$$

На поверхностях смазочного слоя, общих с поверхностями втулки и цапфы, ставятся условия равенства температур:

$$\overline{T}'(\varphi, \bar{y}=0, \bar{t}) = \overline{T}_в(\varphi, \bar{y}_1 = 1, \bar{t} - \bar{t}_ц);$$

$$\overline{T}'(\varphi, \bar{y}=1, \bar{t}) = \overline{T}_ш(\bar{t} - \bar{t}_ц).$$

Все уравнения тепловой подзадачи аппроксимируются конечными разностями и сводятся к системам алгебраических уравнений, которые решаются на основе метода итераций: по известной информации, справедливой для точки $\bar{t}_n$, касающейся координат, скоростей центра цапфы, полей температур смазочного слоя, втулки и цапфы, осуществляется переход в точку $\bar{t}_{n+1}$.

Численные примеры. На первом этапе расчет проводился для статически нагруженного подшипника ($\chi = 0.8$, $a = 0.5$, $r = 0.04$ м, $\omega = 272 c^{-1}$).

На рис. 3 представлено распределение температур в смазочном слое при заданных температурах на шипе (100°C) и втулке (120°C). Максимальные значения достигаются в зоне максимальных гидродинамических давлений.

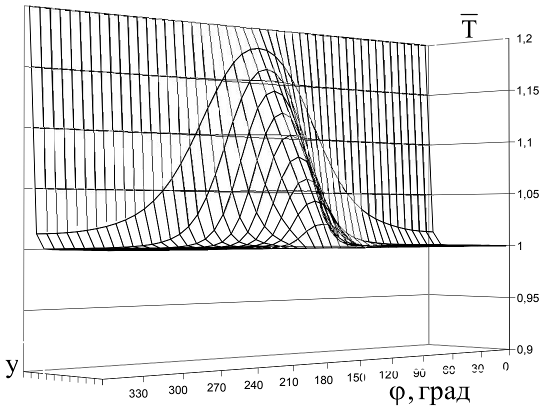

Рис.3. Распределение температур в смазочном слое по угловой координате подшипника

Сравнение изотермического и неизотермического подходов осуществляли на примере расчета динамики шатунного подшипника двигателя внутреннего сгорания типа ЧН 13/15, производства ООО «ЧТЗ-Уралтрак».

Результаты представлены в таблице и на рис. 4, 5. Уточнение текущей температуры может было выполнено на каждом временном шаге расчета с учетом теплового взаимодействия смазочного слоя с шипом, подшипником и смазочной канавкой.

Таблица – Гидромеханические характеристики шатунного подшипника

Параметр	Изотермическая задача (1)	Неизотермическая задача (2)
N^*, Вт	278	253,8
Q^*, л/с	0,00975	0,0102
$\sup p_{\max}$, МПа	72,7	78,17
T^*, °C	114,5	118
$h^*_{\min}$, мкм	7,312	6,838
$\inf h_{\min}$, мкм	3,545	3,256

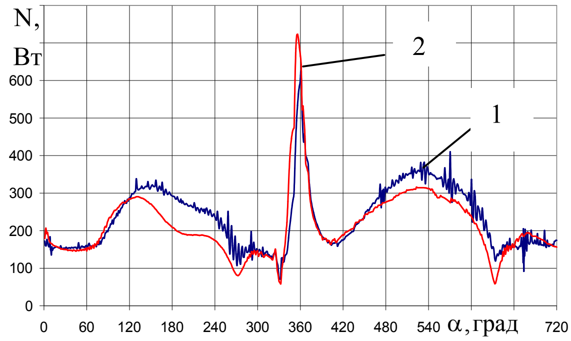

Рис. 4. Зависимость потерь мощности на трение от угла α

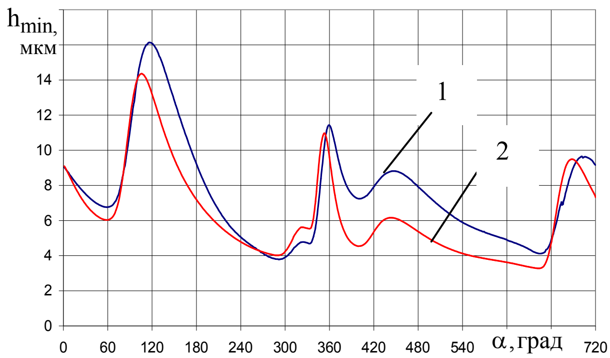

Рис. 5. Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от угла α

Решение базировалось на конечно-разностной аппроксимации в окружном и радиальном направлении. Перекос шипа не учитывался. При решении уравнения для гидродинамических давлений учитывалась зависимость вязкости смазки от второго инварианта скоростей сдвига и полученного распределения температур.

Результаты показали, что учет распределения температуры по толщине смазочного слоя ведет к уточнению расчетных параметров и к снижению осцилляции при пошаговом определении параметров, обеспечивая, тем самым, более реалистичную картину представления физических процессов, протекающих в трибосопряжении.

Дальнейшее направление исследований связано с реализацией части алгоритма, учитывающей теплообмен смазочного слоя с валом и втулкой.

Представленная работа выполняется при поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009–2013 годы», Российского фонда фундаментальных исследований (проект 10-08-

00424) и государственного задания Минобрнауки РФ (проект №2012044 – ГЗ 05).

Newtonian Dynamically Loaded Journal Bearings in Mixed Lubrication for Direct Problem / Zhang Chao // Transactions of the ASME. – 2002. – Vol. 124. – P. 178–185.

Список литературы:

1. Прокопьев В. Н. Термогидродинамическая задача смазки сложнонагруженных опор скольжения неньютоновскими жидкостями / В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваев // Вестник ЮУрГУ.- Челябинск. – 2003. – №1[17]. – С. 55–66. 2. Прокопьев В.Н. Применение алгоритмов сохранения массы при расчете гидродинамических давлений в смазочных слоях опор скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, К.В. Гаврилов // Наука и технологии. Труды XXII Российской школы, Миасс – 2002. – С.164–176. 3. Elrod, H.G. Efficsient Numerical Method for Computation of Termohydrodynamies of Laminar Lubricating Films / ASME Journal of Tribology. – 1991. – vol 113. – P. 506–511. 4. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский // М.:Наука, 1973. – 847с. 5. Paranjpe, R.S. Analisis of Non-Newtonian Effects in Dynamically Loaded Finite Journal Bearings Including Mass Conserving Cavitation / R.S. Paranjpe // ASME Journal of Tribology. – 1992. – Vol. 114. – P. 736–744. 6. Chao Zhang. TEHD Behavior of Non-

Bibliography (transliterated):

1. Prokop'ev V. N. Termogidrodinamicheskaja zadacha smazki slozhnonagruzhennyh opor skol'zhenija nen'juto-novskimi zhidkostjami / V.N. Prokop'ev, V.G. Karavaev // Vestnik JuUrGU.- Cheljabinsk. – 2003. – №1[17]. – C. 55–66. 2. Prokop'ev V.N. Primenenie algoritmov sohrane-nija massy pri raschete gidrodinamicheskih davlenij v smazochnyh slojah opor skol'zhenija / V.N. Prokop'ev, A.K. Bojarshinova, K.V. Gavrilov // Nauka i tehnologii. Trudy XXII Rossijskoj shkoly, Miass – 2002. – S.164–176. 3. Elrod, H.G. Efficsient Numerical Method for Computation of Termohydrodynamies of Laminar Lubricating Films / ASME Journal of Tribology. – 1991. – vol 113. – R. 506–511. 4. Lojcjanskij L. G. Mehanika zhidkosti i gaza / L.G. Loj-cjanskij // M.:Nauka, 1973. – 847c. 5. Paranjpe, R.S. Anal-isis of Non-Newtonian Effects in Dynamically Loaded Finite Journal Bearings Including Mass Conserving Cavitation / R.S. Paranjpe // ASME Journal of Tribology. – 1992. – Vol. 114. – R. 736–744. 6. Chao Zhang. TEHD Behavior of Non-Newtonian Dynamically Loaded Journal Bearings in Mixed Lubrication for Direct Problem / Zhang Chao // Transactions of the ASME. – 2002. – Vol. 124. – R. 178–185.

УДК 621.436

И.Н. Москаленко, асп., В.Н. Доценко, д-р техн. наук, А.В. Белогуб, д-р техн. наук, В.А. Байков, инж.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ПОРШНЯ ДВС

Введение

Увеличение мощности и быстроходности современных ДВС влечет за собой повышение динамической нагруженности узлов трения кривошипно-шатунного механизма. Это придает все большую актуальность вопросам оптимизации при проектировании деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ), так как эффективные и ресурсные показатели двигателя в значительной степени определяются совершенством именно узлов трения. Серьезной задачей, в частности, является создание энергосберегающего сопряжения «поршень-цилиндр», обладающего минимальными механическими потерями и работающего, преимущественно, в условиях жидкостного трения. Решение такой задачи сопряжено с оптимизацией профиля боковой поверхности юбки поршня, исследованиями динамической нагруженности пары «поршень-цилиндр» и процессов трения.

Несмотря на то, что в настоящее время существуют методики и программы, позволяющие с достаточной точностью в целом описывать динамику поршня, такие явления как перекладка и переходные процессы при изменении режимов трения в ЦПГ плохо поддаются теоретическому описанию[1,2]. Поэтому для исследования быстротекущих процессов перекладки, выявления вероятных пятен контакта, оценки нагруженности пары и верификации математических моделей необходимо проведение широких экспериментальных исследований.

Формулирование проблемы

Проблема экспериментального исследования динамики поршня обусловлена тем, что он совершает сложное плоско-параллельное движение, которое характеризуется практически мгновенным изменением динамических и кинематических параметров, и отличается существенной их неравномерностью в пределах цикла. Одновременно с этим, такое движение происходит в пределах «замкнутого» пространства цилиндра, что накладывает ограничение на возможность проведения прямых измерений параметров этого движения. Поэтому, для практического исследования таких процессов, помимо выбора и применения сложных измерительных систем, необходимо проведение комплекса работ, связанного с задачами интеграции чувствительных элементов в состав двигателя. Особая сложность такой интеграции заключается в