

МЕТОДИКА РЕШЕНИЯ СВЯЗАННОЙ ЗАДАЧИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ СМАЗКИ И НЕЛИНЕЙНОЙ ДИНАМИКИ ДЛЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ НА ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ»

Ю.В. Рождественский, Н.А. Хозенюк, А.А. Мыльников

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск

Рассмотрены особенности методики решения связанной задачи гидродинамической теории смазки и нелинейной динамики для механической системы «коленчатый вал на подшипниках скольжения». Цель исследования состоит в разработке комплексной расчетной методики оценки работоспособности коренных подшипников коленчатого вала для учета краевых эффектов, обусловленных перекосами осей подвижных и опорных элементов подшипников скольжения. Рассмотрена система коренных подшипников, взаимосвязанных посредством коленчатого вала и картера. Методика основана на совместном численном решении уравнений движения шеек коленчатого вала на смазочных слоях, дифференциального уравнения Рейнольдса для неньютоновской жидкости и теплового баланса для определения гидромеханических характеристик подшипников, а также уравнений пяти моментов для определения нагрузок, действующих на все коренные подшипники с учетом упругих свойств картера, многоопорного коленчатого вала, а также нелинейных свойств смазочных слоев, возможных смещений центров опор и шеек из-за технологических, тепловых и других факторов. При моделировании течения смазочного материала в зазоре каждого подшипника использована модель структурированного смазочного слоя, учитывающая образование на поверхностях трения высоковязких граничных слоев. Для определения упругих свойств блок-картера двигателя и коленчатого вала использованы трехмерные конечноэлементные модели конструкций. Методика позволяет оценивать одновременное влияние ряда конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на работоспособность системы коренных подшипников. Выполнена расчетная оценка гидромеханических характеристик коренных подшипников дизеля типа ЧН 13/15. Показано влияние газовых сил на упругие перемещения опор коленчатого вала.

Ключевые слова: коренной подшипник скольжения, связанные процессы, динамическая модель, смазка, неньютоновские свойства, коэффициент упругой податливости, коленчатый вал, блок-картер, двигатель внутреннего сгорания.

Обеспечение надежности механических систем с гидродинамическими трибосопряжениями является одной из основных проблем при создании и доводке конструкции многих машин и механизмов. Главным образом, это вызвано сложностью и взаимосвязанностью процессов и факторов, определяющих надежность узлов жидкостного трения. При оценке работоспособности гидродинамических сопряжений обычно учитываются такие параметры, как геометрия подшипников, макро- и микрогеометрия поверхностей трения, температура и реологические свойства жидкостной смазки, разделяющей динамически нагруженные поверхности трения, скорость движения шипа и действующие нагрузки. Вместе с этими параметрами, которые учитываются при моделировании автономных трибосопряжений, на подшипники валов, в том числе коленчатых, существенное влияние оказывает их взаимодействие между собой. Под действием нагрузок коленчатый вал и картер двигателя деформируются. Смазочные слои, разделяющие поверхности трения вала и картера, оказывают влияние на динамику и деформированное состояние коленчатого вала. С другой стороны, деформирование вала и картера приводит к перекосам осей подвижных и неподвижных элементов трибосопряжений, изменениям величины зазоров в них, что влияет на процессы течения смазки и характеристики работоспособности коренных подшипников. Такие трибосопряжения принято относить к неавтономным и при оценке их работоспособности рассматривать систему «многоопорный коленчатый вал – смазочные слои – картер двигателя».

Расчет и конструирование

1. Краткий обзор состояния вопроса

Существующие методики моделирования системы «коленчатый вал на подшипниках скольжения» могут быть классифицированы в несколько групп.

В первую группу могут быть включены методики, основанные на решении задач динамики упругого вала на упругих опорах без учета промежуточного смазочного слоя. Такие подходы применяются при оценке динамической нагруженности и прочности корпусных элементов и вала [1, 2]. Методики позволяют достаточно точно моделировать напряженно-деформированное состояние упругих элементов конструкций. Однако влияние нелинейных демпфирующих свойств подшипников на динамическое поведение и прочность конструкции вала и корпуса чаще всего не учитывается, или рассматриваются чрезвычайно приближенные линейризованные модели.

Во вторую группу могут быть включены методики, направленные на оценку работоспособности гидродинамических трибосопряжений как автономных подшипников. При таком подходе взаимное влияние опор не учитывается, а основной целью является подробное исследование процессов, протекающих в смазочном слое, и методологическая поддержка процесса проектирования подшипников скольжения [3–11]. Для сложнонагруженных трибосопряжений кривошипно-шатунного механизма двигателей внутреннего сгорания применение таких методик наиболее распространено, хотя их использование не позволяет учитывать влияние многих конструктивных и технологических факторов, существенных для оценки общей надежности ДВС: влияние конструкции картера на упругие параметры опор коленчатого вала, несоосностей их расположения относительно шеек вала и др.

Третья группа методик [11–18] характеризуется возможностью учета упругих связей между трибосопряжениями, однако, их авторы используют существенные допущения. В работах Д.А. Мааса, А.М. Никитина, С.М. Захарова и др. [11] представлены приближенные методы расчета траекторий движения коренных шеек коленчатого вала в подшипниках, основанные на использовании метода Холланда, в рамках которого принципиально отсутствует возможность учитывать особенности конструкции трибосопряжения, тем более корректно моделировать неньютоновские свойства современных смазочных материалов. М.К. Ветровым [12], В.Н. Прокопьевым предложены аппроксимирующие зависимости, основанные на использовании обобщенного уравнения Рейнольдса для опоры конечной длины и применен метод подвижностей. Однако современный уровень технических средств для численного моделирования связанной задачи динамики и смазки подшипников скольжения позволяет использовать более точные модели и методы расчета гидродинамических процессов. Там же показано, что нелинейные демпфирующие свойства подшипников значительно влияют как на динамику и прочность конструкций коленчатого вала и блоккартера, так и на гидромеханические характеристики подшипников. Однако авторами методики не учитывались угловые перемещения осей вала и подшипников, различия в значениях упругих характеристик опор вала, связанные с конструктивными особенностями корпусных элементов дизеля.

В работе [19] предложена методика моделирования системы «коленчатый вал – подшипники – блок цилиндров», учитывающая девиаций шеек, изгибную податливость, но для получения результатов авторы работы были вынуждены использовать метод Холланда, недостатки которого приведены выше.

Таким образом, существует значительное количество работ по динамике и смазке системы «коленчатый вал, вращающийся в подшипниках скольжения», но в настоящее время не разработаны методики, учитывающие особенности реологического поведения современных смазочных материалов одновременно с перекосами осей подвижных и неподвижных элементов трибосопряжений, упругими свойствами опор, их несоосностями и другими конструктивными и технологическими факторами.

2. Механическая модель

Механическая модель системы «коленчатый вал на подшипниках скольжения» представлена на рис. 1. Каждый из коренных подшипников моделируется упругими элементами с линейной и угловой податливостями.

При помощи упругих элементов с нелинейными свойствами $K_{L,x}^{\lambda,j}(\tau)$, $K_{L,y}^{\lambda,j}(\tau)$ и $K_{L,x}^{\phi,j}(\tau)$, $K_{L,y}^{\phi,j}(\tau)$ моделируется влияние смазочных слоев, разделяющих поверхности трения коренных шеек ко-

ленчатого вала и картера двигателя ($j = 0, \dots, n$, n – количество колен вала). Значения податливостей $K_{L,x}^{\lambda,j}(\tau), K_{L,y}^{\lambda,j}(\tau), K_{L,x}^{\phi,j}(\tau), K_{L,y}^{\phi,j}(\tau)$ зависят от толщин смазочных слоев и изменяются со временем τ . При этом центры шипов движутся по некоторым траекториям под действием системы сил $F^{i,(s)}$, где i – номер колена вала, $i = 1, \dots, n$, $s = 1, \dots, 7$ – номер силы (см. рис. 1). Индекс s соответствует номеру внешней нагрузки, действующей на коленчатый вал со стороны шатунов ($s = 3, 5$), а также инерционной нагрузки от противовесов ($s = 1, 7$) и массовых элементов коленчатого вала ($s = 2, 4, 6$).

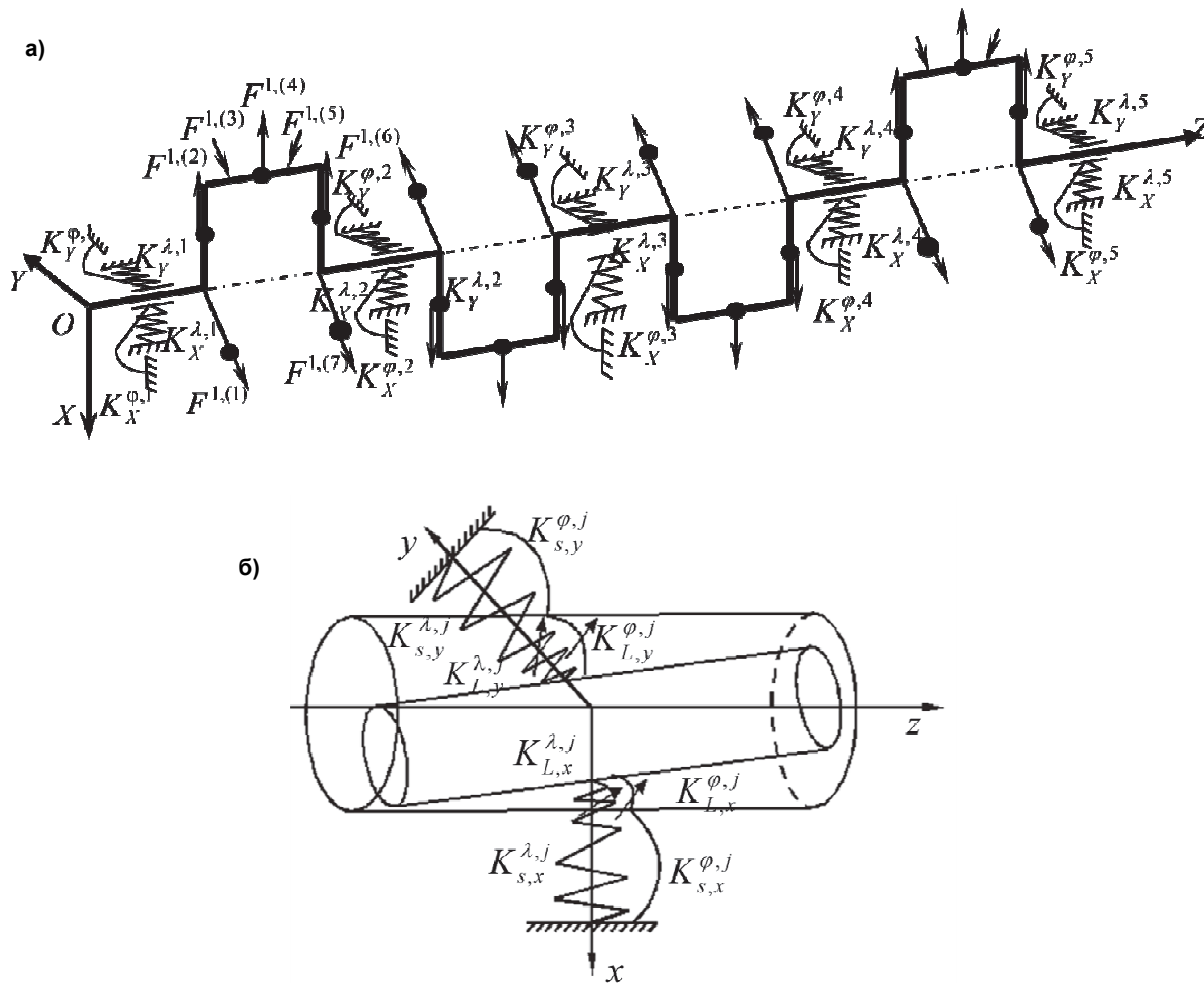


Рис. 1. Механическая модель коленчатого вала (а) и коренного подшипника (б)

Мгновенные значения податливостей определяются соотношениями

$$K_{L,x}^{\lambda,j}(\tau) = X^j(\tau) / \tilde{F}_X^j(\tau); K_{L,y}^{\lambda,j}(\tau) = Y^j(\tau) / \tilde{F}_Y^j(\tau);$$

$$K_{L,x}^{\phi,j}(\tau) = \alpha^j(\tau) / \tilde{M}_X^j(\tau); K_{L,y}^{\phi,j}(\tau) = \beta^j(\tau) / \tilde{M}_Y^j(\tau). \tag{1}$$

Здесь $\tilde{F}_X^j(\tau), \tilde{F}_Y^j(\tau), \tilde{M}_X^j(\tau), \tilde{M}_Y^j(\tau)$ мгновенные значения сил и моментов, действующих на j -й подшипник; $X^j(\tau), Y^j(\tau), \alpha^j(\tau), \beta^j(\tau)$ – положение центра каждой j -й коренной шейки коленчатого вала.

Каждая j опора коленчатого вала моделируется упругими элементами с линейной $K_{s,x}^{\lambda,j}, K_{s,y}^{\lambda,j}$ и угловой $K_{s,x}^{\phi,j}, K_{s,y}^{\phi,j}$ податливостями. Методика идентификации упругих свойств вала, а также

Расчет и конструирование

податливостей $K_{s,x}^{\lambda,j}, K_{s,y}^{\lambda,j}, K_{s,x}^{\phi,j}, K_{s,y}^{\phi,j}$ основана на конечно-элементной модели картера и вала и представлена в работе [20].

3. Математическая модель и предлагаемая методика

Предлагаемая методика основана на совместном решении четырех взаимосвязанных задач: механики упругих конструкций для определения нагрузок, действующих на все коренные подшипники с учетом упругих свойств картера и многоопорного коленчатого вала, а также нелинейных свойств смазочных слоев, возможных смещений центров опор и шеек из-за технологических, тепловых и др. факторов; динамики шипа под действием нестационарных внешних нагрузок и сил со стороны смазочного слоя; гидродинамической теории смазки для определения распределения давлений в тонком смазочном слое с учетом конструктивных особенностей трибосопряжения и параметров жидкой смазочной среды; определения теплового состояния подшипника для изменения величины динамической вязкости смазочного материала.

Определение нагрузок, действующих на все коренные подшипники, сводится к раскрытию статической неопределимости для стержневой пространственной рамы на упругом основании. Определение сил и моментов сил, действующих на подшипники полноопорного вала $\tilde{F}_X^j(\tau), \tilde{F}_Y^j(\tau), \tilde{M}_X^j(\tau), \tilde{M}_Y^j(\tau)$, наиболее эффективно с использованием уравнения пяти моментов

$$[\delta] \cdot \{M\} = \{S\}, \quad (2)$$

где $[\delta]$ – ленточная матрица коэффициентов влияния, $\delta_{ij} = \delta_{ij} (K_{s,x}^{\lambda,j=1,n}, K_{s,y}^{\lambda,j=1,n}, K_{L,x}^{\lambda,j=1,n}, K_{L,y}^{\phi,j}, K_{s,x}^{\phi,j}, K_{s,y}^{\phi,j}, K_{L,x}^{\phi,j}, K_{L,y}^{\phi,j})$ $\{M\}$ – вектор-столбец искомых моментов, $\{S\}$ – вектор-столбец правых частей – перемещений в каждом направлении от внешнего силового и кинематического нагружения, $S_i = S_i (F_X^{j=1,n(s)}, F_Y^{j=1,n(s)}, K_{s,x}^{\lambda,j=1,n}, K_{s,y}^{\lambda,j=1,n}, K_{L,x}^{\lambda,j=1,n}, K_{L,y}^{\phi,j}, \Delta_{case}, \Delta_{necks})$. Здесь Δ_{necks} , Δ_{case} – несоосности шеек коленчатого вала и отверстий под подшипники в картере двигателя. При помощи величин Δ_{necks} , Δ_{case} моделируется кинематическое нагружение коренных опор и коленчатого вала.

Обычно эти несоосности связываются с технологическими и тепловыми причинами. Технологические несоосности вызваны, в первую очередь, допусками на соосность отверстий под подшипники в перегородках картера, а также допусками на биения шеек коленчатого вала. Температурные деформации картера также могут приводить к отклонению центров отверстий в перегородках картера от первоначального положения и несоосностям осей шипов и подшипников. Методика учета тепловых деформаций подробнее представлена в работах [21, 22].

В данной работе значения несоосностей отверстий в картере учитывают смещения центров опор коленчатого вала от действие газовых сил. Так как направление действия на блок-картер газовых сил противоположно действию нагрузок, передаваемых от коленчатого вала, то их учет уменьшает перемещения центров отверстий под подшипники в перегородках картера. Этот факт не учитывался в других исследованиях [11–23]. Для определения $\Delta_{gaz\ case}^j = \Delta_{gaz\ case}^j(\tau)$ дополнительно к определению коэффициентов влияния опор при помощи конечно-элементной модели блок-картера для каждого момента времени цикла τ необходимо определять перемещения центров всех отверстий под подшипники от действия газовых сил.

Методика решения статической неопределимой задачи для вала на опорах как с линейной, так и с угловой податливостями подробнее рассмотрена в [23]. Там же представлены выражения для определения действующих на подшипники сил и моментов $\tilde{F}_X^j(\tau), \tilde{F}_Y^j(\tau), \tilde{M}_X^j(\tau), \tilde{M}_Y^j(\tau)$, основываясь из значений вектора надпорных моментов $\{M\}$.

Уравнения динамики шипа под действием нестационарных внешних сил и моментов, а также реакций смазочного слоя записаны в виде (индекс j опущен)

$$\begin{aligned} m\ddot{U} &= \bar{F}(\bar{U}, \dot{\bar{U}}, \bar{\gamma}, \dot{\bar{\gamma}}, \tau) + \bar{R}(\bar{U}, \dot{\bar{U}}, \bar{\gamma}, \dot{\bar{\gamma}}, \tau) \\ J\ddot{\gamma} &= \bar{M}_F(\bar{U}, \dot{\bar{U}}, \bar{\gamma}, \dot{\bar{\gamma}}, \tau) + \bar{M}_R(\bar{U}, \dot{\bar{U}}, \bar{\gamma}, \dot{\bar{\gamma}}, \tau) + \bar{M}_G(\bar{U}, \dot{\bar{U}}, \bar{\gamma}, \dot{\bar{\gamma}}, \tau). \end{aligned} \quad (3)$$

Здесь $\bar{U} = \{X, Y\}$, $\bar{\gamma} = \{\alpha, \beta\} = \{-\gamma \cdot \cos \varepsilon, \gamma \cdot \sin \varepsilon\}$, $\ddot{\bar{U}}, \ddot{\bar{\gamma}}$ – векторы линейных и угловых координат и ускорений шипа; γ – угол перекоса между осями шипа и подшипника; ε – угол между плоскостью перекоса и координатными плоскостями; m, J – инерционные характеристики шипа; $\bar{F} = \{\bar{F}_X, \bar{F}_Y\}$, $\bar{M}_F = \{\bar{M}_X, \bar{M}_Y\}$ – силы и моменты, приложенные шипу, определяемые решением системы (2); \bar{R}, \bar{M}_R – результирующие векторы сил и моментов, полученные непосредственным интегрированием полей гидродинамических давлений в смазочном слое без использования каких либо упрощающих допущений о характере упруго-диссипативных свойств опор с жидкостной смазкой; \bar{M}_G – гироскопический момент.

В отличие от системы уравнений движения для автономного подшипника, в системе (3) векторы внешних нагрузок F, \bar{M}_F зависят не только от времени, но также и от характеристик демпфирования всех опор, а, следовательно, от координат и скоростей центров всех коренных шеек коленчатого вала (1) $X^j(\tau), Y^j(\tau), \alpha^j(\tau), \beta^j(\tau), \dot{X}^j(\tau), \dot{Y}^j(\tau), \dot{\alpha}^j(\tau), \dot{\beta}^j(\tau), j = 1, \dots, n$.

Для определения распределения давлений в тонком смазочном слое $p(\varphi, z, \tau)$ используется дифференциальное уравнение Рейнольдса для неньютоновской жидкости [24–27]

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\bar{h}^{k+2} \left(\bar{\varphi}_2 - \frac{\bar{\varphi}_1^2}{\bar{\varphi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\bar{h}^{k+2} \left(\bar{\varphi}_2 - \frac{\bar{\varphi}_1^2}{\bar{\varphi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\bar{\omega} \bar{\rho} \bar{h} \left(1 - \frac{\bar{\varphi}_1}{\bar{\varphi}_0} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{\rho} \bar{h}). \quad (4)$$

Здесь $\bar{\rho}$ – плотность смазки; $\bar{p} = (p - p_a) \psi^2 / \mu_0 \omega_0, \bar{h}$ – функции безразмерного гидродинамического давления и толщины смазочного слоя соответственно; p, p_a – размерные значения гидродинамического и атмосферного давлений; ψ, ω – относительные значения зазора и угловой скорости движения шипа; \bar{z} – безразмерная координата по ширине подшипника; φ – угловая координате подшипника; k – коэффициент, характеризующий степень неньютоновского поведения смазки.

Пространственная функция толщины смазочного слоя записана в виде

$$h(\varphi, Z_1, \tau) = h^*(\varphi, Z_1) - e(\tau) \cos(\varphi - \delta(\tau)) + Z_1 \frac{2S(\tau)}{B} \cdot \cos(\varphi - \varepsilon(\tau)). \quad (5)$$

Здесь $e(\tau), \delta(\tau)$ – эксцентриситет и угол положения линии центров в срединном сечении опоры; $S(\tau)$ – расстояние между геометрическими центрами шипа и подшипника на торцах опоры; B – ширина подшипника; $Z_1 \in [-B/2; B/2]$; $h^*(\varphi, Z_1)$ – зазор в опоре при совпадении осей шипа и подшипника, учитывающий геометрию поверхностей трения (некруглость, конусность и другие отклонения формы поверхностей трения от идеальных кругло-цилиндрических) и пространственную геометрию смазочного слоя.

При численном интегрировании дифференциального уравнения Рейнольдса (4) многосеточным методом учитываются источники смазки на поверхностях трения и используются граничные условия Свифта–Штибера.

Для описания свойств смазочного материала использована модель структурированного смазочного слоя, предложенная в работах [28–30].

Свойства смазки в уравнении (4) учитываются функцией

$$\bar{\mu}_k = \int_{\bar{y}_1}^{\bar{y}_2} \bar{y}^k / \bar{\mu}^* d\bar{y}, \quad k = 0, 1, 2, \quad (6)$$

где \bar{y} – безразмерная координата по нормали к поверхности шипа; \bar{y}_1, \bar{y}_2 – значения координаты \bar{y} , соответствующие толщинам граничных слоев, адсорбированных на поверхностях трения; $\bar{\mu}^*$ – безразмерная вязкость смазки как функция скорости сдвига, температуры и давления [28]

$$\bar{\mu}^* = (\bar{I}_2)^{(k-1)/2} \cdot C_1 \cdot e^{(C_2/(T_e+C_3))+\beta(T_e) \cdot p}. \quad (7)$$

Здесь $\bar{I}_2 = (\partial \bar{V}_x / \partial \bar{y})^2 + (\partial \bar{V}_z / \partial \bar{y})^2$ – второй инвариант скоростей сдвига; T_e – температура сма-

Расчет и конструирование

зочного слоя T_e ; C_1, C_2, C_3 – константы смазки, определяемые экспериментально; $\beta(T_e)$ – пьезокоэффициент смазочного материала, который зависит от температуры и химического состава.

Следуя работам [29–30], за пределами интервала $[y_1, y_2]$ вязкость представляется функцией

$$\mu^*(y) = \mu_0 + \mu_s \left(\exp\left(-\frac{y_1}{l_{h1}}\right) + \exp\left(-\frac{y - y_2}{l_{h2}}\right) \right). \quad (8)$$

Здесь μ_0 – начальная вязкость жидкости на бесконечном расстоянии от поверхности трения; μ_s – вязкость граничного слоя (вязкость слоя, адсорбированного на поверхности); l_{h1}, l_{h2} – эталонные параметры для различных комбинаций смазочного материала и материалов поверхностей.

Методика определения координат \bar{y}_1, \bar{y}_2 и параметров модели l_{h1}, l_{h2} предложена в работах [29, 30].

Соотношения (6)–(8) используются при выполнении условия $h_{\min}(\varphi, z) < h_{\text{крит}}$, $h_{\text{крит}}$ – минимально допустимая толщина смазочного слоя, определяемая микропрофилем поверхностей трения сопряжения. В остальных случаях толщина граничных слоев не учитывается.

Использование соотношений (6)–(8) позволит оценить краевой эффект – чрезвычайно низкие значения толщины смазочной плёнки (вплоть до контакта) в областях, вблизи краев подшипника, что свойственно для задач с перекосом осей подвижных и неподвижных элементов.

Определение теплового состояния каждого подшипника основывается на изотермическом подходе, в рамках которого используется уравнение теплового баланса. Найденная таким образом температура используется для корректировки вязкости смазки при решении уравнения Рейнольдса. Более подробное описание вычислительного метода для автономного подшипника представлено в работах [24, 31].

Таким образом, решение связанной задачи гидродинамической теории смазки и нелинейной динамики для механической системы «коленчатый вал на подшипниках скольжения» основывается на совместном рассмотрении упругой (2), динамической (3), термогидродинамической подзадач (4)–(9).

Методика численного решения системы (2)–(8) основана на итерационном алгоритме. Итерационный процесс организован по опорным реакциям в механической системе (см. рис. 1). Расчет начинается в предположении, что $K_{L,x}^{\lambda,j}(\tau) = K_{L,y}^{\lambda,j}(\tau) = K_{L,x}^{\varphi,j}(\tau) = K_{L,y}^{\varphi,j}(\tau) = 0$, $j = 0, n$. Последовательным решением систем уравнений (3), (4) для каждого подшипника определяются траектории движения центров шипов. Затем по соотношению (1) вычисляются величины $K_{L,x}^{\lambda,j}(\tau)$, $K_{L,y}^{\lambda,j}(\tau)$, $K_{L,x}^{\varphi,j}(\tau)$, $K_{L,y}^{\varphi,j}(\tau)$, раскрывается статическая неопределимость (уравнение (2)) и определяются новые значения опорных реакций, и, следовательно, нагрузок, действующих на все опоры коленчатого вала в каждый момент цикла нагружения. Если относительная интегральная ошибка между вычисленными «новыми» и «старыми» значениями сил отличается более чем на 5%, то итерационный процесс продолжается и динамическая, гидродинамическая и тепловая подзадачи решаются заново. В противном случае расчет прекращается. Практика показывает, что для достижения сходимости достаточно выполнить 7–10 итераций.

Значения линейной и угловой податливостей опор определяются с использованием 3D конечно-элементной модели блок-картера двигателя в ходе предварительного расчета. Одновременно с этим, вычисляются перемещения центров подшипников $\Delta_{\text{gaz case}}(\tau)$ от действия газовых сил для каждого момента цикла работы двигателя.

Использование представленной методики позволяет определять основные гидромеханические характеристики (ГМХ) системы коренных подшипников, такие как: мгновенные значения минимальной толщины $h(\tau)$ и максимального гидродинамического давления $P(\tau)$ смазочных слоев, а также их экстремальные $\inf h_{\min}, \sup P_{\max}$ и средние h_{\min}^*, P_{\max}^* за цикл нагружения значения; эффективные значения температур смазочных слоев T_e , мгновенные и средние значения потерь мощности на трение $N(\tau), N^*$, расходов смазочного материала $Q(\tau), Q^*$. На основе ГМХ

возможно прогнозирование износостойкости и усталостной долговечности антифрикционного слоя вкладышей, потерь на трение, теплонапряженности, а также решение задачи оптимизации конструктивных параметров системы [31].

4. Результаты

Представленный метод был использован для моделирования системы «коленчатый вал на подшипниках скольжения» шестицилиндрового рядного двигателя типа ЧН 13/15. Рассмотрен режим номинальной мощности. Значения линейной и угловой податливостей опор вала, а также перемещений их центров от газовых сил $\Delta_{gaz\ case}$ определены с использованием метода конечных элементов и трехмерной модели блок-картера двигателя. Некоторые результаты расчетов представлены на рис. 2 и в таблице.

На рис. 2 показано влияние метода расчета нагруженности коренных подшипников на величины действующих сил и траектории движения центра четвертой коренной шейки коленчатого вала. При учете смещений центров подшипников от газовых сил на 20 % снижаются максимальные значения нагрузок на 4-й коренной подшипник. Также изменяется область максимального износа подшипника, что видно по траектории движения центра коренной шейки (рис. 2). При этом величины $\inf h_{min}$ и h_{min}^* увеличиваются на 29 и 24 % соответственно.



Рис. 2. Влияние перемещений центра опор от действия газовых сил на нагрузки, действующие на 4-й коренной подшипник (а), и траекторию движения центра 4-й коренной шейки коленчатого вала (б)

Гидромеханические характеристики коренных подшипников коленчатого вала шестицилиндрового рядного дизельного двигателя типа ЧН 13/15

Номер подшипника	$\inf h_{min}$, Мкм	α_h , град пкв	h_{min}^* , мкм	$\sup p_{max}$, МПа	p_{max}^* , МПа	N^* , Вт	Q^* , л/с	T^* , °C	$\alpha_{1,5}$, %
1	2,28	459,7	10,81	68,2	16,98	485,6	0,034	97,4	0,0
2	1,69	173,1	6,83	226,1	47,06	616,5	0,036	98,9	0,0
3	1,76	652,1	7,41	184,9	40,94	596,9	0,034	98,9	0,0
4	2,59	636,2	7,85	94,6	41,59	610,6	0,043	97,4	0,0
5	1,37	308,6	7,87	172,0	44,56	612,0	0,037	98,6	4,6
6	1,46	545,4	8,28	140,4	37,23	581,2	0,036	98,4	2,2

В таблице приведены результаты расчетов ГМХ всех коренных подшипников коленчатого вала исследуемого двигателя с учетом смещения центров отверстий в перегородках картера.

Расчет и конструирование

Наиболее нагруженный – 5-й коренной подшипник. В течение 4,6 % времени работы значения толщины смазочного слоя меньше, чем допустимое значения, принятое для данного двигателя равным 1,5 мкм.

Предложенный метод позволяет комплексно исследовать работоспособность коренных подшипников форсированных дизелей, учитывая одновременно влияние таких конструктивных и эксплуатационных факторов, как конструктивную жесткость блок-картера, его тепловые и силовые деформации, технологические допуски на соосность отверстий картера и допуски на биения шеек коленчатого вала, конструктивные особенности подшипников (канавки, карманы на поверхностях трения) и т. д. Использование представленной методики позволяет получать более реалистичные значения действующих на коренные подшипники нагрузок и гидромеханических характеристик трибосопряжений.

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (грант РФФИ № 13-08-00875).

Литература

1. Абрамишвили, М.М. Динамическая напряженность коленчатого вала и его опор V-образного восьмицилиндрового двигателя, работающего по внешней скоростной и нагрузочной характеристикам / М.М. Абрамишвили, В.К. Чистяков // *Двигателестроение*. – 1990. – № 1. – С. 10–12.
2. Краснокутский, А.Н. Расчет коленчатого вала на прочность по неразрезной схеме / А.Н. Краснокутский, Ю.Ю. Трифонов // *Сборник научных трудов по проблемам двигателестроения, посвященный 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана*. – М.: МГТУ им. Баумана, 2005. – С. 96–102.
3. Прокопьев, В.Н. Многосеточные алгоритмы интегрирования уравнения Рейнольдса в задачах динамики сложнагруженных подшипников скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояришинова, Е.А. Задорожная // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. – 2005. – № 5. – С. 16–21.
4. Ли, Ч. Статические и динамические характеристики радиальных подшипников с плавающей втулкой / Ч. Ли, С.М. Роде // *Труды американского общества инженеров-механиков. Проблемы трения и смазки*. – М.: Мир. – 1982. – № 3. – С. 64–70.
5. Tang, B. Computing the main journal bearings dynamic coefficients in a six-cylinder in-line diesel engine / B. Tang // *SAE Technical Paper 2007-01-1968*. – 2007. DOI: 10.4271/2007-01-1968
6. Xu, H. The Impact of Axial Bearing Profile on Engine Bearing Performance / H. Xu, O. Mian, D. Parker // *SAE Technical Paper 2003-01-1387*. – 2003. DOI: 10.4271/2003-01-1387
7. Choi, J. Oil Film Thickness in Engine Main Bearings: Comparison Between Calculation and Experiment by Total Capacitance Method / J. Choi, J. Lee, D. Han // *SAE Technical Paper 922345*. – 1992. DOI: 10.4271/922345
8. Mian, A. Measured Crankshaft Bearing Oil Flow and Temperatures with a Full and Partial Groove Main Bearing / A. Mian, D. Parker, B. Williams // *SAE Technical Paper 2000-01-1341*. – 2000. DOI: 10.4271/2000-01-1341
9. Analysis of Oil Film Generation on the Main Journal Bearing Using a Thin-Film Sensor and Elasto-Hydrodynamic Lubrication (EHL) Model / M. Inui, M. Kobayashi, K. Oowaki et al. // *SAE Int. J. Fuels Lubr.* – 2013. – № 6 (1). – P. 119-125. DOI: 10.4271/2013-01-1217
10. Investigating the Potential to Reduce Crankshaft Main Bearing Friction During Engine Warm-up by Raising Oil Feed Temperature / J. Zammit, P. Shayler, R. Gardiner, I. Pegg // *SAE Int. J. Engines*. – 2012. – № 5 (3). – P. 1312–1319. DOI: 10.4271/2012-01-1216
11. Захаров, С.М. Совместный расчет многоопорного коленчатого вала и подшипников скольжения / С.М. Захаров, Ю.Л. Тарсис, Е.А. Шорох // *Вестник машиностроения*. – 1985. – № 1. – С. 5–7.
12. Пути повышения несущей способности коренных опор тракторного дизеля / В.К. Балюк, Ю.В. Рождественский, М.К. Ветров, Л.Н. Фалеев // *Двигателестроение*. – 1989. – № 2. – С. 47–48, 51.
13. Welsh, W. Dynamic Analysis of Engine Bearing Systems / W. Welsh, J. Booker // *SAE Technical Paper 830065*. – 1983. DOI: 10.4271/830065

14. Bellakhdhar, B. *A simplified coupled crankshaft-engine block model* / B. Bellakhdhar, A. Dogui, J.-L. Ligier // *Comptes Rendus Mecanique*. – 2013. – Vol. 341. – Iss. 11–12. – P. 743–754.
15. Gequn, S. *Research on the Influence of Bench Installation Conditions on Simulation of Engine Main Bearing Load* / S. Gequn, L. Min, W. Haiqiao // *SAE Int. J. Engines*. – 2009. – № 2 (1). – P. 1885–1890. DOI: 10.4271/2009-01-1978
16. Lahmar, M. *The effect of misalignmen on perfomance characteristics on engine main crankshaft bearings* / M. Lahmar, D. Frihi, D. Nicolas // *European journal of mechanics A/Solids*. – 2002. – P. 703–714.
17. Zissimos, P. *A crankshaft system model for structural dynamic analysis of internal combustion engines* / P. Zissimos, Z.P. Mourelatos // *Computers & Structures*. – 2001. – № 79. – P. 47–54.
18. *Probabilistic Main Bearing Performance for an Internal Combustion Engine* / Z.P. Mourelatos, N. Vlahopoulos, O. Ebrat et al. // *Journal of Tribology*. – 2005. – Vol. 127. – P. 784–792.
19. Захаров, С.М. Моделирование работы трибосистемы «коленчатый вал – подшипники – опоры блока цилиндров» двигателей внутреннего сгорания / С.М. Захаров, В.И. Сиротенко, И.А. Жаров // *Трение и износ*. – 1995. – Т. 16, № 1. – С. 47–54.
20. Мыльников, А.А. Экспериментальные исследования упругих характеристик коленчатого вала и блок-картера четырехцилиндрового рядного двигателя типа ЧН 13/15 / А.А. Мыльников // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение»*. – 2012. – № 12 (271). – С. 218–222.
21. Романов, В.А. Оценка работоспособности коренных подшипников двигателя внутреннего сгорания с учетом тепловых деформаций корпусных деталей / В.А. Романов, Н.А. Хозенюк // *Трение и смазка в машинах и механизмах*. – 2013. – № 3. – С. 23–26.
22. *Modeling of the Main Bearings of a Multi-Supporting Crankshaft of the Internal Combustion Engine* / Y. Rozhdestvensky, N. Khozeniuk, A. Mylnikov et al. // *World Tribology Congress 2013, 8–13 September 2013, Torino, Italy*.
23. Мыльников, А.А. Методика оценки нагруженности опор коленчатого вала с учетом упругих свойств картера двигателя / А.А. Мыльников, Н.А. Хозенюк // *Альманах современной науки и образования*. – 2013. – № 12 (79). – С. 127–131.
24. Совершенствование методики расчета тяжелонагруженных подшипников скольжения, смазываемых неньютоновскими маслами / В.Н. Прокопьев, Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев и др. // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. – 2010. – № 1. – С. 63–67.
25. Paranjpe, R. *Comparison between theoretical calculations and oil film thickness measurements using the total capacitance method for crankshaft bearings in a firing engine* / R. Paranjpe, S. Tseregounis, M. Viola // *J of Tribol Trans*. – 2000. – № 43. – P. 345–356.
26. *Perturbation solution of non-newtonian lubrication with the convected Maxwell model* / R. Zhang, H. Xueming, S. Yang et al. // *Trans of the ASME*. – 2005. – № 127. – P. 302–305.
27. Задорожная, Е.А. Применение неньютоновских моделей смазочных жидкостей при расчете сложнонагруженных узлов трения поршневых и роторных машин / Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов, И.В. Мухортов // *Трение и смазка в машинах и механизмах*. – 2011. – № 7. – С. 22–30.
28. Леванов, И.Г. Методика расчета гидромеханических характеристик тяжелонагруженных подшипников скольжения поршневых и роторных машин, смазываемых неньютоновскими маслами / И.Г. Леванов // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение»*. – 2011. – Вып. 18. – № 31 (258). – С. 34–44.
29. Mukhortov, I. *Reological Model of a boundary layer of lubricant* / I. Mukhortov, E. Zadorozhnaya, I. Levanov // *STLE Annual Meeting & Exhibition, Hilton Atlanta, USA, 15–19 May 2011*. – New York: ASME. – P. 235–241.
30. Задорожная, Е.А. Механизм образования граничных слоев и реологическая модель вязкости тонких слоев смазочного материала / Е.А. Задорожная, И.В. Мухортов, И.Г. Леванов // *Вестник Оренбург. гос. ун-та*. – 2014. – № 10. – С. 76–81.
31. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рожественский, В.Г. Караваев и др. – Челябинск: Издат. центр ЮУрГУ, 2011. – Ч. 2. – 221 с.

Расчет и конструирование

Рождественский Юрий Владимирович. Доктор технических наук, профессор, декан Авто-тракторного факультета, заведующий кафедрой автомобильного транспорта и сервиса автомобилей, Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск), georg.1812@yandex.ru.

Хозениук Надежда Александровна. Кандидат технических наук, доцент кафедры Автомоби-льного транспорта и сервиса автомобилей, Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск), hna2009@rambler.ru.

Мыльников Александр Александрович. Младший научный сотрудник, Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск), mylnicov@mail.ru.

Поступила в редакцию 27 ноября 2015 г.

DOI: 10.14529/engin150405

THE TECHNIQUE OF AN INTERCONNECTION PROBLEM OF THE HYDRODYNAMIC LUBRICATION THEORY AND THE NONLINEAR DYNAMICS FOR MECHANICAL SYSTEMS “AN ELASTIC CRANKSHAFT ON FILM LUBRICATION BEARINGS”

Yu.V. Rozhdestvenskii, georg.1812@yandex.ru,

N.A. Khozeniuk, hna2009@rambler.ru,

A.A. Mylnikov, mylnicov@mail.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

The technique features of the connected task of the hydrodynamic theory and nonlinear dynamics for mechanical system “a crankshaft on film lubrication bearings” are considered. The research objective consists in development of a complex technique of an operability assessment of crankshaft main bearings for the accounting of the boundary effects caused by axes skewness of mobile and immobile elements of journal bearings. The system of the main bearings interconnected by means of a crankshaft and a crankcase is considered. The technique is based on the simultaneous numerical solution of the movement equations of crankshaft necks on lubricant layers, the thermal balance and the Reynolds differential equation for non-Newtonian liquid equations for definition of hydromechanical characteristics of bearings, and also the five moments equations for definition of the loadings acting on all main bearings taking into account elastic properties of a crankcase, multisupporting crankshaft, and also non-linear properties of lubricant layers, displacements of the bearing and necks centers caused by technological, thermal, etc. factors. When modeling a lubricant flow in a gap of each bearing the model of the structured lubricant layer considering high-viscosity boundary layers is used. For determination of elastic properties of a crankcase and a crankshaft of the engine the three-dimensional finite element models of designs are used. The technique allows to estimate simultaneous influence of some efficiency, technology and operational factors on operability of main bearings system. The calculation of the main bearing hydromechanical characteristics for the ChN 13/15 diesel is executed. Influence of gas forces on elastic displacements of crankshaft supports is shown.

Keywords: main bearing, interconnected process, dynamic model, lubricant, non-newtonian properties, elastic compliance coefficient, crankshaft, crankcase, internal combustion engine.

References

1. Abramishvili M.M., Chistyakov V.K. [Dynamic Intensity of a Crankshaft and its Support V-Engine with Eight Cylinder Working on External High-Speed and Load Characteristics]. *Dvigatelsestroenie*, 1990, no. 1, pp. 10–12. (in Russ)
2. Krasnokutsky A.N., Trifonov Ju.Ju. [Calculation of a Crankshaft Durability According to Continuous Scheme], *Sbornik nauchnykh trudov po problemam dvigatelsestroeniya, posvyashchenny 175-letiyu MGTU im. N.E. Baumana* [The Collection of Scientific Papers on the Engine-Building Problems, Devoted to the 175 Anniversary of Bauman University (MGU)]. Moscow, MGTU publ., 2005, pp. 96–102. (in Russ)
3. Prokop'ev V.N., Boyarshinova A.K., Zadorozhnaya E.A. [Multinet Integration Algorithms of Reynolds Equation in the Dynamics Problems of Complex-Loaded Plain Bearings]. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, 2005. no. 5, pp. 16–21. (in Russ)
4. Li C.-H., Rohde S.M. On the Steady State and Dynamic Performance Characteristics of Floating Ring Bearings. *J. of Lubrication Tech.*, 1981, vol. 103, iss. 3, pp. 389–397. DOI: 10.1115/1.3251687
5. Tang B., Computing the Main Journal Bearings Dynamic Coefficients in a Six-Cylinder In-Line Diesel Engine. *SAE Technical Paper 2007-01-1968*, 2007. DOI: 10.4271/2007-01-1968
6. Xu H., Mian O., Parker D. The Impact of Axial Bearing Profile on Engine Bearing Performance. *SAE Technical Paper 2003-01-1387*, 2003. DOI: 10.4271/2003-01-1387
7. Choi J., Lee J., Han D. Oil Film Thickness in Engine Main Bearings: Comparison Between Calculation and Experiment by Total Capacitance Method. *SAE Technical Paper 922345*, 1992. DOI: 10.4271/922345
8. Mian A., Parker D., Williams B. Measured Crankshaft Bearing Oil Flow and Temperatures with a Full and Partial Groove Main Bearing. *SAE Technical Paper 2000-01-1341*, 2000. DOI: 10.4271/2000-01-1341
9. Inui M., Kobayashi M., Oowaki K., Furukawa T. et al. Analysis of Oil Film Generation on the Main Journal Bearing Using a Thin-Film Sensor and Elasto-Hydrodynamic Lubrication (EHL) Model. *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, 2013, vol. 6, iss. 1, pp. 119–125. DOI: 10.4271/2013-01-1217
10. Zammit J., Shayler P., Gardiner R., Pegg I. Investigating the Potential to Reduce Crankshaft Main Bearing Friction During Engine Warm-up by Raising Oil Feed Temperature. *SAE Int. J. Engines*, 2012, vol. 5, iss. 3, pp. 1312–1319. DOI: 10.4271/2012-01-1216
11. Zaharov S.M., Tarsis Ju.L., Shoroh E.A. [Joint Calculation of a Multisupporting Crankshaft and Sliding Bearings]. *Messenger of mechanical engineering*, 1985, no. 1, pp. 5–7. (in Russ)
12. Baluk V.K., Rozhdestvensky Y.V., Vetron M.K., Faleev L.N. [The Directions of Increase of the Main Bearing Load Capacity for the Tractor Diesel]. *Dvigatelsestroenie*, 1989, no. 2, pp. 47–48, 51. (in Russ)
13. Welsh W., Booker, J. Dynamic Analysis of Engine Bearing Systems. *SAE Technical Paper 830065*, 1983. DOI: 10.4271/830065
14. Bellakhdhar B., Dogui A., Ligier J.-L. A Simplified Coupled Crankshaft–Engine Block Model. *Comptes Rendus Mecanique*, 2013, vol. 341, iss. 11–12, pp. 743–754.
15. Gequn S., Min L., Haiqiao W. Research on the Influence of Bench Installation Conditions on Simulation of Engine Main Bearing Load. *SAE Int. J. Engines*, 2009, vol. 2, no. 1, pp. 1885–1890. DOI: 10.4271/2009-01-1978
16. Lahmar M., Frihi D., Nicolas D. The Effect of Misalignmen on Perfomance Characteristics on Engine Main Crankshaft Bearings. *European Journal of Mechanics A/Solids*, 2002, pp. 703–714. DOI: 10.1016/S0997-7538(01)01202-5
17. Zissimos P., Mourelatos Z.P. A Crankshaft System Model for Structural Dynamic Analysis of Internal Combustion Engines. *Computers & Structures* 79, 2001, pp. 47–54. DOI: 10.1016/S0045-7949(01)00119-5
18. Mourelatos Z.P., Vlahopoulos N., Ebrat O., Liang J., Wang J. Probabilistic Main Bearing Performance for an Internal Combustion Engine. *Journal of Tribology*, 2005, vol. 127, pp. 784–792. DOI: 10.1115/1.2000268
19. Zaharov, S.M., Sirotenko, V.I., Zharov, I.A. [Work Modeling of Tribosystem “a Crankshaft Bearings – Support of the Block of Cylinders” of Internal Combustion Engines]. *Friction and Wear*, 1995, vol. 16, no.1, pp. 47–54. (in Russ)

20. Mylnikov A.A. Experimental Research of Elastic Characteristics of a Crankshaft and Block Case of the Four-Cylinder In-Line Engine of ChN 13/15 type. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2012, no. 12 (271), pp. 218–222. (in Russ)
21. Romanov V.A., Hozenjuk N.A. [Estimation of the Main Bearings Operability of Internal Combustion Engine Taken into Account Crankcase Thermal Deformation]. *Friction and Lubricant in Machinery*, 2013, no. 3, pp. 23–26. (in Russ)
22. Rozhdestvensky Y., Khozeniuk N., Mylnikov A., Levanov I., Romanov V. Modeling of the Main Bearings of a Multi-Supporting Crankshaft of the Internal Combustion Engine. *WTC2013 Proceedings*, Torino, Italy. 2013.
23. Mylnikov A.A., Khozeniuk N.A. [Technique of an Assessment of Loading of Support of a Crankshaft Taking into Account Elastic Properties of a Crankcase of the Engine]. *Al'manakh sovremennoy nauki i obrazovaniya* [Almanac of Modern Science and Education], 2013, no. 12 (79), pp. 127–131. (in Russ)
24. Prokopiev V.N., Zadorojznaya E. A., Karavaev, V.G. [Improvement of a Calculation Method of Heavy Loaded Bearings of the Sliding Greased by Non-Newtonian oils]. *Problems of Mechanical Engineering and Reliability*, 2010, no. 1, p. 63–67. (in Russ)
25. Paranjpe R., Tseregounis S., Viola M. Comparison Between Theoretical Calculations and Oil Film Thickness Measurements Using the Total Capacitance Method for Crankshaft Bearings in a Firing Engine. *J of Tribol Trans*, 2000, no. 43, pp. 345–356. DOI: 10.1080/10402000008982350
26. Zhang R., Xueming H., Yang S. and et al. Perturbation Solution of Non-Newtonian Lubrication with the Convected Maxwell Model. *Trans of the ASME*, 2005, no. 127, pp. 302–305. DOI: 10.1115/1.1843852
27. Zadorozhnaja E.A., Levanov I.G., Muhortov I.V. [Application of the Non-Newtonian Models of Lubricants for Simulation of the Heavy Loaded Tribounits of Piston and Rotary Machines]. *Friction and Lubricant in Machinery*, 2011, no. 7. pp. 22–30. (in Russ)
28. Levanov I.G. [Method of Calculation of Hydromechanical Characteristics of Heavy Loaded Bearings of Sliding of the Piston and Rotary Machines Greased by Non-Newtonian Oils]. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2011, no. 18, pp. 34–44. (in Russ)
29. Mukhortov I., Zadorojznaya E., Levanov I. Reological Model of a Boundary Layer of Lubricant. *STLE Annual Meeting & Exhibition*, Hilton Atlanta, USA, 15–19 May 2011, New York: ASME, 2011, pp. 235–241.
30. Zadorozhnaja E.A., Muhortov I.V., Levanov I.G. [Mechanism of the Boundary Layer Formation and the Rheological Model for Thin Lubricant Film]. *Vestnik Orenburg State University*, 2014, no. 10, pp. 76–81. (in Russ)
31. Prokop'ev V.N., Rozhdestvenskij Ju.V., Karavaev V.G., Zadorozhnaja E.A., Bojarshinova A.K. *Dinamika i smazka tribosopryazheniy porshnevnykh i rotornykh mashin. Chast' 2* [Dynamics and Lubrication of Heavy Loaded Tribounits of Piston and Rotary Machines. Path 2]. Chelyabinsk, South Ural St. Univ. Publ., 2011. 221 p.

Received 27 November 2015

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Рожественский, Ю.В. Методика решения связанной задачи гидродинамической теории смазки и нелинейной динамики для механической системы «коленчатый вал на подшипниках скольжения» / Ю.В. Рожественский, Н.А. Хозенюк, А.А. Мильников // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2015. – Т. 15, № 4. – С. 41–52. DOI: 10.14529/engin150405

FOR CITATION

Rozhdestvenskii Yu.V., Khozeniuk N.A., Mylnikov A.A. The Technique of an Interconnection Problem of the Hydrodynamic Lubrication Theory and the Nonlinear Dynamics for Mechanical Systems “An Elastic Crankshaft on Film Lubrication Bearings”. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2015, vol. 15, no. 4, pp. 41–52. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin150405

