

Хозенюк Н.А.

Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)
hna2009@rambler.ru

МОДЕЛИРОВАНИЕ СВЯЗАННЫХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ «УПРУГИЙ КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ, ВРАЩАЮЩИЙСЯ В ПОДШИПНИКАХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ»

В работе предложена математическая и алгоритмическая модель, а также численные методы для моделирования системы коренных подшипников двигателя внутреннего сгорания. Новизна предлагаемого в работе подхода заключается в моделировании одновременного влияния нелинейных демпфирующих свойств смазочных слоев, обусловленных, в том числе, особенностями реологических свойств современных смазочных материалов; характеристик упругих связей шипов и подшипников; перекосов осей опорных и подвижных элементов трибосопряжений, вызванных комплексом внешних воздействий различной природы (динамических силовых, кинематических, тепловых).

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

Анализ динамики многих механических систем осложняется наличием смазочных слоев, разделяющих движущиеся относительно друг друга поверхности упругих элементов конструкций и обеспечивающих передачу механического движения при минимальных потерях на трение. Это в первую очередь относится к осям и валам (прямолинейным, коленчатым) таких машин массового применения как двигатели внутреннего сгорания, поршневые компрессоры, насосы, турбоагрегаты. Учет действия смазочных слоев переводит проблему расчета таких объектов в класс нелинейных задач динамики упругих конструкций.

Кроме того, сама возможность существования смазочного слоя достаточной толщины при силовом взаимодействии упругих элементов конструкций обеспечивается соответствующим выбором формы поверхностей трения, положения и конфигурации источников для маслообеспечения, вязкостно-температурных и неньютоновских свойств современных смазочных материалов, обусловленных их структурной неоднородностью из-за наличия противоизносных и энергосберегающих присадок и другими факторами.

Исходя из этого, нелинейная задача динамики упругих конструкций должна быть дополнена гидродинамической, с учетом реологии современных смазочных материалов, и тепловой задачами смазки для каждого из сопряжений жидкостного трения. Такая постановка позволяет, при условии использования адекватных

методов моделирования, получать с приемлемой для инженерных приложений точностью результаты для отдельных (автономных) трибосопряжений.

Однако достаточно много трибосопряжений, например, подшипники поршневых и роторных машин, являются неавтономными и составляют единую трибосистему, характеризующуюся устойчивыми связями трибологического характера. В такой трибосистеме совокупность трибосопряжений и рабочих сред находятся в механическом, гидравлическом, тепловом и других видах взаимодействия и характеризуются существенными обратными связями. Гидродинамические подшипники скольжения валов в поршневых и роторных машинах составляют именно такие трибосистемы, для которых наиболее характерны упругие связи. Причем связанными оказываются не только шипы трибосопряжений (подвижные элементы – цапфы валов), но и подшипники (неподвижные элементы), установленные в корпус турбокомпрессора или двигателя, жесткость которого конечна по величине и неравномерно распределена.

Таким образом, задача динамики и смазывания системы «вал – подшипники жидкостного трения» представляется связанной задачей теорий упругости, колебаний, термогидродинамической теории тонкого смазочного слоя, реологии жидких смазочных сред. Термин «связанный» предполагает два контекста использования: первый – как связанность процессов, происходящих в сопряжении жидкостного трения;

второй – как связанность сопряжений между собой.

Известные в настоящее время подходы к моделированию связанных процессов течения жидкости в тонких смазочных слоях и нелинейной динамики системы «упругий вал, вращающийся в подшипниках гидродинамического трения» сводятся к решению отдельных частных задач.

Первый подход заключается в решении задач динамики упругого вала на упругих опорах без промежуточного смазочного слоя. Такая постановка используется при оценке динамической нагруженности и прочности вала и элементов корпуса [1]–[5]. В ее рамках в настоящее время возможно достаточно точное трехмерное моделирование процессов, происходящих в упругих элементах конструкций. Однако, очевидно что нелинейные демпфирующие свойства подшипников влияют на динамическое поведение и прочность конструкции вала и корпуса.

Второй подход состоит в оценке работоспособности гидродинамических трибосопряжений как автономных подшипников. При таком подходе исключается взаимное влияние опор, а его целью является детальное исследование протекающих в смазочном слое процессов и разработка методов расчета подшипников различных конструкций [7], [8], [9]. Для тяжело нагруженных трибосопряжений кривошипно-шатунного механизма ДВС такой подход является наиболее распространенным [10], хотя в его рамках невозможно оценить влияние многих существенных для оценки общей надежности ДВС конструктивных и технологических факторов: различной податливости опор картера, несоосностей их расположения относительно шеек коленчатого вала и др.

Третий подход характеризуется учетом упругих взаимосвязей между трибоопряжениями, однако при этом используются существенные допущения. Приближенные методы расчета траекторий движения коренных шеек коленчатого вала в подшипниках представлены в работах Мааса, Никитина А.М., Захарова С.М. и др. [11], [12], для расчета траектории используется идея Холланда, в рамках которой принципиально невозможно учитывать особенности конструкции трибосопряжения, тем более корректно моделировать не-newтоновские свойства современных смазочных материалов. В работах

Ветрова М.К. [6], Прокопьева В.Н. разработаны аппроксимирующие выражения на основе обобщенного уравнения Рейнольдса для конечной опоры и использован метод подвижностей. Использование современных средств вычислительной техники позволяют в рамках концепции решения связанной задачи динамики и смазки, предложенной в этих работах, использовать более точные модели и методы расчета гидродинамических процессов. Там же показано, что учет нелинейных демпфирующих свойств подшипников существенно влияет не только на динамическое поведение и прочность конструкции вала и корпуса, но и значительно изменяет гидромеханические характеристики подшипников. Однако данный метод не учитывает перекос осей вала и подшипников, а также разницу в величинах податливостей различных опор вала.

В работах Захарова С.М. [11], [13] рассматривается наиболее полная модель системы «коленчатый вал – подшипники – блок цилиндров», с учетом девиаций шеек и изгибной жесткости опор, хотя авторы для получения результатов вынуждены были использовать метод Холланда, недостатки которого приведены выше.

Несмотря на наличие большого количества исследований динамики и смазки систем «упругий вал, вращающийся в подшипниках гидродинамического трения», их несомненную значимость, в настоящее время отсутствуют общие подходы к решению таких задач с учетом перекосов осей подвижных и неподвижных элементов трибосопряжений, упругих свойств опор одновременно с учетом особенностей реологического поведения смазочных материалов, кинематического нагружения.

Обоснование системы уравнений

для моделирования связанных процессов

Математическая модель динамики связанной системы «упругий многоопорный вал, вращающийся в однослойных подшипниках гидродинамического трения», основана на механической модели, представленной на рисунке 1. Упругие взаимосвязи шипов коренных подшипников реализуются при помощи конструкции коленчатого вала, а упругие связи опор коренных подшипников – посредством конструкции картера двигателя.

Методика идентификации упругих свойств вала, а также линейной $K_{s,x}^{\lambda,j}, K_{s,y}^{\lambda,j}$ и угловой $K_{s,x}^{\phi,j}, K_{s,y}^{\phi,j}$ податливостей j опоры представлена в работе [15]. При помощи нелинейной упругих элементов с податливостями $K_{L,x}^{\lambda,j}(\tau), K_{L,y}^{\lambda,j}(\tau)$ и $K_{L,x}^{\phi,j}(\tau), K_{L,y}^{\phi,j}(\tau)$ моделируется влияние смазочных слоев, разделяющих поверхности трения коренных шеек коленчатого вала и картера двигателя. Эти значения податливостей зависят от толщин смазочных слоев, которые изменяются во времени τ , при этом центры шипов движутся по некоторым траекториям под действием системы сил $F^{i,(s)}$, где i – номер колена вала, $s=1, \dots, 7$ – номер силы (см. рисунок 1). Индекс s соответствует номеру внешней нагрузки, действующей на коленчатый вал со стороны шатунов ($s=3,5$), а также инерционные нагрузки от противовесов ($s=1,7$) и массовых элементов коленчатого вала $s=2,4,6$).

Мгновенные значения податливостей могут быть определены из соотношений

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

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

(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.

Упругая подзадача

Так как механическая модель (рисунок 1) представляет собой статически неопределимую стержневую пространственную раму на упругом основании, то для определения сил и моментов, действующих на подшипники $\tilde{F}_X^j(\tau), \tilde{F}_Y^j(\tau), \tilde{M}_X^j(\tau), \tilde{M}_Y^j(\tau)$, необходимо раскрыть статическую неопределимость. Для полноопорных валов для раскрытия статической неопределимости наиболее эффективно использование уравнения пяти моментов

$$[\delta] \cdot \{M\} = \{R\}, \tag{2}$$

где $[\delta]$ – ленточная матрица коэффициентов влияния,

$$\delta_{ij} = \delta_{ij} \left(K_{s,x}^{\lambda,j=1,n}, K_{s,y}^{\lambda,j=1,n}, K_{L,x}^{\lambda,j=1,n}, K_{L,y}^{\phi,j}, K_{s,x}^{\phi,j}, K_{s,y}^{\phi,j}, K_{L,x}^{\phi,j}, K_{L,y}^{\phi,j} \right),$$

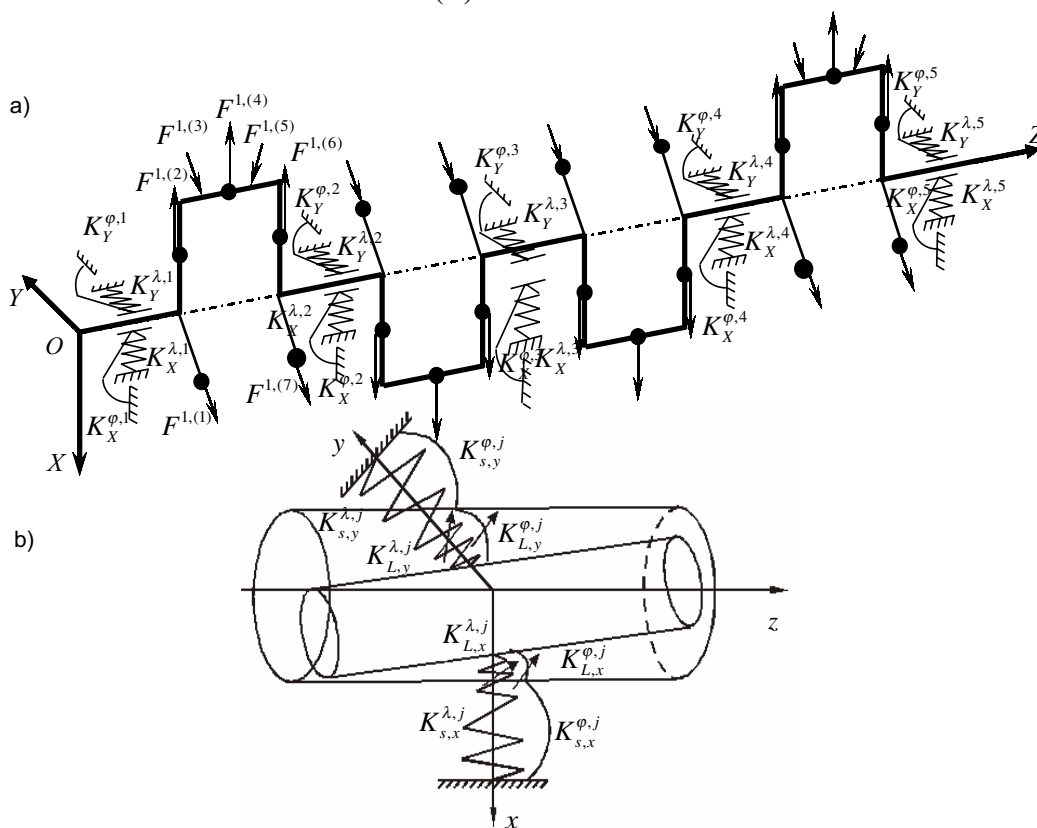


Рисунок 1. Динамическая модель коленчатого вала (а) и подшипника (б)

$\{M\}$ – вектор-столбец искомых моментов,
 $\{R\}$ – вектор-столбец правых частей – перемещений в каждом направлении от внешнего силового и кинематического нагружения,

$$R_i = R_i(F_X^{j=1,n,(s)}, F_Y^{j=1,n,(s)}, K_{s,x}^{\lambda,j=1,n}, K_{s,y}^{\lambda,j=1,n}, K_{L,x}^{\lambda,j=1,n}, K_{L,y}^{\lambda,j=1,n}, \Delta_{case}, \Delta_{necks}).$$

Здесь Δ_{necks} , Δ_{case} – несоосности шеек коленчатого вала и отверстий под подшипники в картере двигателя, вызванные технологическими факторами и тепловым нагружением. Методика оценки теплового состояния картера двигателя представлена в работе [15], [16]. При помощи величин Δ_{necks} , Δ_{case} моделируется кинематическое нагружение коренных опор и коленчатого вала. Методика раскрытия статической неопределенности вала на опорах не только с линейной, но и с угловой податливостью, более подробно рассмотрено в работе [17]. Там же представлены выражения для определения сил и моментов, действующих на подшипники $\tilde{F}_X^j(\tau)$, $\tilde{F}_Y^j(\tau)$, $\tilde{M}_X^j(\tau)$, $\tilde{M}_Y^j(\tau)$ исходя из значений вектора-столбца моментов $\{M\}$.

Динамическая подзадача

Положение центра каждой j -й коренной шейки коленчатого вала $X^j(\tau)$, $Y^j(\tau)$, $\alpha^j(\tau)$, $\beta^j(\tau)$ определяется из системы уравнений движения (индекс j опущен)

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

Здесь $\bar{U} = \{X, Y\}$, $\bar{\gamma} = \{\alpha, \beta\} = \{-\gamma \cdot \cos \varepsilon, \gamma \cdot \sin \varepsilon\}$, $\dot{\bar{U}}$, $\dot{\bar{\gamma}}$ – 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; $\bar{F} = \{\tilde{F}_X, \tilde{F}_Y\}$, $\bar{M}_F = \{\tilde{M}_X, \tilde{M}_Y\}$ – 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 упру-

го-диссипативных свойств опор с жидкостной смазкой; \bar{M}_G – гироскопический момент.

По аналогии с автономными тяжело нагруженными подшипниками силами инерции шипов можно пренебречь в виду их малости по сравнению с действующими силами.

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).

Учитывая особенности рассматриваемой конструкции и малость величины инерционных членов, система (3) относится к классу жестких систем дифференциальных уравнений. Для ее решения использованы неявная численная схема и метод функций дифференцирования назад, хорошо зарекомендовавшие себя при решении системы уравнений движения для автономного подшипника.

Гидродинамическая подзадача

Для определения гидродинамических реакций смазочного слоя каждого подшипника необходимо знать поля гидродинамических давлений $p(\varphi, z, \tau)$ в тонком смазочном слое. Функция $p(\varphi, z, \tau)$ определяется решением дифференциального уравнения Рейнольдса для невязкой ньютоновской жидкости $p(\varphi, z, \tau)$ [18]–[20]

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

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 ньютоновского поведения смазки;

$$\bar{\phi}_k = \int_{\bar{y}_1}^{\bar{y}_2} \bar{y}^k / \bar{\mu}^* d\bar{y}, \quad k = 0, 1, 2; \quad \bar{y} – безразмерная коор-$$

дината по нормали к поверхности шипа; $\bar{\mu}^*$ – безразмерная вязкость смазки как функция скорости сдвига, температуры и давления [21]

$$\bar{\mu}^* = (\bar{I}_2)^{(k-1)/2} \cdot C_1 \cdot e^{(C_2/(T_e+C_3))+\beta(T_e) \cdot P} \quad (5)$$

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

Методика определения характеристик смазочного материала представлена в работе [22]. Соотношение (5) позволяет учитывать структурную неоднородность смазочного материала, вызванную наличием противозносных и энергосберегающих присадок.

Размерная функция толщины смазочного слоя с учетом перекося осей шипа и подшипника записана в виде

$$h(\varphi, Z_1, \tau) = h^*(\varphi, Z_1) - e(\tau) \cos(\varphi - \delta(\tau)) + Z_1 \frac{2S(\tau)}{B} \cdot \cos(\varphi - \varepsilon(\tau)) \quad (6)$$

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.

Уравнение Рейнольдса интегрируется с учетом граничных условий Свифта-Штибера, а также наличия источников смазки на поверхностях трения.

Решение обобщенного уравнения Рейнольдса выполняется численно с использованием оригинальной версии многосеточного метода определения давлений в тонких смазочных слоях неньютоновской жидкости с произвольной геометрией. Метод позволяет учитывать конструктивные особенности трибосопряжений, способы подачи смазки, вязкостно-температурные и простейшие неньютоновские свойства смазочного материала в широком диапазоне скоростных и нагрузочных параметров.

Тепловая подзадача

Теплопряженность каждого коренного подшипника оценивается решением уравнения теплового баланса за цикл работы двигателя τ_c [24]. Среднеинтегральное значение температуры определяется как

$$T_e = T_0 + N^* / Q^* \rho c_m \quad (7)$$

Здесь $N^* = \frac{1}{\tau_c} \int_0^{\tau_c} N(\tau) d\tau$, $Q^* = \frac{1}{\tau_c} \int_0^{\tau_c} Q(\tau) d\tau$ – сред-

ние за цикл значения потерь мощности на трение в слое смазки и расход смазки через торцы опоры; $N(\tau)$, $Q(\tau)$ – мгновенные значения потерь на трение и расхода смазки соответственно; для их расчета используется диссипативная функция [22]; ρ и c_m – плотность и теплоемкость смазки соответственно.

Уравнение теплового баланса j -го подшипника решается итерационным методом, причем на каждой итерации при постоянной температуре определяется вся траектория центра j -го шипа и многократно решается уравнение (4) с учетом изменения вязкости от температуры, вычисляемого по соотношению (5). Некоторое ускорение расчетов может быть достигнуто, если уравнение теплового баланса решать на каждом шаге определения траектории движения центра шипа. Тогда под τ_c понимается длительность шага расчета траектории центра шипа. По окончании цикла нагружения для проверки сходимости решения по температуре выполняется расчет цикла нагружения при постоянной температуре. Если изменение среднеинтегрального значения температуры за цикл не превышает 1%, то сходимость считается достигнутой.

Таким образом, решение задачи моделирования связанных процессов течения жидкости в тонких смазочных слоях и нелинейной динамики системы «упругий вал, вращающийся в подшипниках гидродинамического трения» основывается на совместном решении упругой (2), динамической (3), термогидродинамической подзадач (4)–(7). В рамках представленной математической модели возможно одновременно учитывать: а) нелинейные демпфирующие свойства смазочных слоев, обусловленные особенностями реологических свойств современных смазочных материалов; б) характеристики упругих связей шипов и подшипников; в) перекося осей опорных и подвижных элементов трибосопряже-

ний, вызванных внешними воздействиями различной природы.

Вычислительные алгоритмы и программный комплекс для численного моделирования связанных процессов в системе «упругий многоопорный вал, вращающийся в подшипниках гидродинамического трения» основаны на итерационной схеме решения системы уравнений (2)–(4), (7). Итерационный процесс организован по нагрузкам, действующим на коренные опоры. Расчет начинается в предположении, что $K_{L,x}^{\lambda,j}(\tau) = K_{L,y}^{\lambda,j}(\tau) = K_{L,x}^{\varphi,j}(\tau) = K_{L,y}^{\varphi,j}(\tau) = 0$, $j = 1, n$. Последовательным решением систем уравнений (3), (4), (7) 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 неопределенность (уравнение (2)) и определяются новые значения нагрузок, действующих на все опоры коленчатого вала в каждый момент

цикла нагружения. Если относительная интегральная ошибка между вычисленными «новыми» и «старыми» значениями нагрузок отличаются менее чем на 5%, то итерационный процесс прекращается. В противном случае динамическая, гидродинамическая и тепловая подзадачи решаются заново. Практика показывает, что количество итераций, обычно, не превышает 7–10 шт.

Область применения предложенной методики – моделирование тяжело нагруженных коренных подшипников коленчатых валов, оценка допусков на расположение отверстий, выполненных в картере двигателя для установки подшипников скольжения, оценка допусков на биения коренных шеек коленчатых валов в двигателях внутреннего сгорания. Ее использование позволит комплексно подойти к оценке надежности коренных подшипников, коленчатого вала и картера двигателя.

10.11.2013

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

Список литературы:

1. Рыжов В.А. Разработка дизелей нового поколения на коломенском заводе // Двигателестроение. – 2009. – № 2. – С. 18–20.
2. Раенко М.И., Рыжов В.А. Применение иерархической системы моделей для оценки прочности деталей двигателей // Двигателестроение. – 2009. – № 2. – С. 21–26.
3. Антропов Б.С., Соцкая И.М., Ананьин М.Ю. Работоспособность вкладышей коленчатого вала // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – №8. – С. 44–45.
4. Абрамишвили М.М., Чистяков В.К. Динамическая напряженность коленчатого вала и его опор V-образного восьмицилиндрового двигателя, работающего по внешней скоростной и нагрузочной характеристикам // Двигателестроение. – 1990. – № 1. – С. 10–12.
5. Краснокутский А.Н., Трифонов Ю.Ю. Расчет коленчатого вала на прочность по неразрезной схеме // Сборник научных трудов по проблемам двигателестроения, посвященный 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М.: МГТУ им. Баумана. – 2005. – С. 96–102.
6. Ветров М.К. Разработка метода расчета параметров, характеризующих нагруженность подшипников многоопорных коленчатых валов поршневых машин: дис. ... канд. техн. наук. – Челябинск. – 1984. – 201 с.
7. Задорожная Е.А. Совершенствование и расширение области применения метода расчета динамики и гидромеханических характеристик опор скольжения с плавающими втулками: дис. ... канд. техн. наук. – Челябинск. – 2002. – 171 с.
8. Ли, Роде. Статические и динамические характеристики радиальных подшипников с плавающей втулкой // Труды американского общества инженеров-механиков. Проблемы трения и смазки. – М.: Мир. 1982. – №3. – С. 64–70.
9. Прокопьев В.Н., Бояршинова А.К., Задорожная Е.А. Характеристики устойчивости подвижных элементов опор ротора турбокомпрессора систем наддува двигателей транспортных машин // Вестник Уральского межрегионального отделения Академии транспорта. – Курган. – 2001. – С. 180–186.
10. Гоц А.Н., Эфрос В.В. Расчет гидродинамических характеристик подшипников на неустановившихся режимах // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – №1. – С. 41–43.
11. Захаров С.М., Тарсис Ю.Л., Шорех Е.А. Совместный расчет многоопорного коленчатого вала и подшипников скольжения // Вестник машиностроения. – 1985. – №1. – С. 5-7.
12. Семенов Г.И. Определение усилий в коленчатом валу с учетом его деформаций // Автомобильная промышленность. – 1975. – № 4. – С. 20–30.
13. Захаров С.М., Сиротенко В.И., Жаров И.А. Моделирование работы трибосистемы «коленчатый вал-подшипники-опоры блока цилиндров» двигателей внутреннего сгорания // Трение и износ. – 1995. – Т16. – № 1. – С. 47–54.
14. Мыльников А.А. Экспериментальные исследования упругих характеристик коленчатого вала и блок-картера четырехцилиндрового рядного двигателя типа ЧН 13/15. – Вестник ЮУрГУ, серия «Машиностроение». – 2012. – № 12 (271). – С. 218–222.
15. Rozhdestvensky Y, Khozenjuk N, Mylnikov A and et al. Modeling of a multisupporting crankshaft tribo-system of internal combustion engine. // Proceedings of the 15th Nordic Symposium on Tribology «NORDTRIB 2012», Trondheim, Norway, 12-15 June 2012. CD – P. 163.

16. 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. // World Tribology Congress 2013, 8 – 13 September 2013, Torino, Italy. WTC2013 Proceedings, ISBN 9788890818509.
17. Мыльников А.А., Хозенюк Н.А. Методика оценки нагруженности опор коленчатого вала с учетом упругих свойств картера двигателя. // Альманах современной науки и образования. – 2013. – № 12. В печати
18. Прокопьев В.Н., Задорожная Е.А., Караваев В.Г. и др. Совершенствование методики расчета тяжело нагруженных подшипников скольжения, смазываемых неньютоновскими маслами. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2010. – № 1. – С. 63–67.
19. Paranjpe R, Tsergounis S and 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. – № 43. Pp. 345–356.
20. 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. – № 127. – Pp. 302–305.
21. Задорожная Е.А., Леванов И.Г., Мухортов И.В. Применение неньютоновских моделей смазочных жидкостей при расчете сложнонагруженных узлов трения поршневых и роторных машин. // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – № 7. – С. 22–30.
22. Леванов И.Г. Методика расчета гидромеханических характеристик тяжело нагруженных подшипников скольжения поршневых и роторных машин, смазываемых неньютоновскими маслами // Вестник ЮУрГУ, Серия «Машиностроение». – 2011. – № 18. – С. 34–44.
23. Mukhortov I, Zadorojnaya E and Levanov I. Rheological Model of a boundary layer of lubricant. In: STLE Annual Meeting & Exhibition, Hilton Atlanta, USA, 15-19 May 2011. – New York: ASME. – Pp. 235–241.

Сведения об авторе:

Хозенюк Надежда Александровна, доцент кафедры автомобильный транспорт и сервис автомобилей Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет), кандидат технических наук, e-mail hna2009@rambler.ru

UDC 62-144.3; 621.822.173

Khozeniuk N.A.

MODELING OF INTERCONNECTION PROCESS IN THE SYSTEM «ELASTIC CRANKSHAFT ROTATING ON THE HYDRODYNAMIC FRICTION BEARINGS»

In this paper the mathematical model and numerical methods for modeling of the main bearing system of internal combustion engines are suggested. Novelty of approach offered in work consists in 1) modeling of simultaneous influence of nonlinear damping properties of lubricant layers depending from rheological properties of the modern lubricant layers, 2) elastic links of the journals and the supports, 3) skewness of the axis of movable and unmovable parts of bearings. These skewness are caused by external forces of the various nature (dynamic forces or/and displacements, thermal factors).

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