

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ РАЗГОНА НА НАГРУЖЕННОСТЬ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВС

Введение. Режим работы двигателя определяется совокупностью ряда факторов. Установившийся режим возможен при постоянной частоте вращения коленчатого вала. Нагрузка и тепловое состояние за рассматриваемый промежуток времени остаются неизменными. Этот режим характеризуется крутящим моментом $M_{кр}$, частотой вращения вала двигателя n , удельным эффективным расходом топлива q_e , коэффициентами наполнения η_v и избытка воздуха α_s , индикаторным η_i и механическим η_m КПД.

Условия, характеризующие работу двигателя при установившемся режиме, могут быть выражены следующими равенствами:

$$\begin{cases} \frac{dM_{кр}}{dt} = 0 \\ \frac{dn}{dt} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

То есть параметры, определяющие режим работы двигателя остаются в течение времени постоянными. Для установившегося режима характерны следующие соотношения:

$$\begin{cases} M_{кр} - M_c = 0 \\ Q_s - Q_{ом} = 0 \end{cases} \quad (2)$$

где $M_{кр}$ – среднее значение крутящего момента за цикл; M_c – внешний и внутренний моменты сопротивления без учета затрат на инерционные нагрузки; Q_s – суммарное количество теплоты, выделяемое при сгорании топлива в двигателе на рассматриваемом режиме в единицу времени; $Q_{ом}$ – количество теплоты, расходуемое двигателем на полезную работу и передаваемое в окружающую среду.

Основным признаком неустановившегося режима работы двигателя является нарушение равенств (1) или (2). В связи с этим под неустановившимся режимом следует понимать такой, при котором двигатель вырабатывает либо избыточное, либо недостаточное количество энергии при данной нагрузке. Под нагрузкой двигателя следует понимать любые моменты сопротивления, приведенные к коленчатому валу двигателя. Инерцион-

ные моменты специфичны для неустановившегося режима. Условия, характеризующие работу двигателя при неустановившемся режиме, следующие:

$$\begin{cases} M_{кр} - M_c = J \frac{d\omega}{dt} \\ Q_s - Q_{ом} = \sum_1^h c_i \frac{dT_i}{dt} \end{cases}$$

где T_i – температура i -го теплопередающего элемента двигателя; c_i – теплоемкость i -го теплопередающего элемента двигателя; J – приведенный момент инерции двигателя и автомобиля; ω – угловая скорость вращения вала двигателя.

Основной процесс рабочего цикла – сгорание. Универсальный характер закона выгорания, предложенного И.И. Вибе [1],

$$x = 1 - \exp \left[c \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right]$$

позволяет использовать его для моделирования процесса сгорания отдельно в каждом периоде [2]:

$$\begin{cases} x = 1 - e^{-c \left(\frac{\varphi}{\varphi_{zn}} \right)^{m_n+1}}, & 0 \leq \varphi \leq \varphi_n; \\ x = 1 - e^{-c \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m_o+1}}, & \varphi_n < \varphi \leq \varphi_z, \end{cases}$$

где m_n – показатель характера сгорания, определяемый для начального периода; m_o – показатель характера сгорания, определяемый для основного периода; φ_{zn} – продолжительность начального периода сгорания; φ_z – продолжительность процесса сгорания; x – доля топлива, выгоревшая к моменту φ ; c – постоянная.

Разработанная методика расчета неустановившихся режимов работы двигателя включает в себя три логических блока: расчет рабочего процесса; определение сил, действующих на шатунные подшипники; определение гидродинамических параметров шатунной опоры.

Алгоритм расчета состоит из следующих шагов.

1. Определяем параметры, характеризующие неустановившийся режим: зависимости угловой скорости и углового ускорения коленчатого вала от

времени (от цикла разгона). Длительность цикла разгона соответствует длительности рабочего цикла (два оборота коленчатого вала). На рис. 1 представлены зависимости, полученные при экспериментальных исследованиях режима разгона двигателя ЧН13/15.

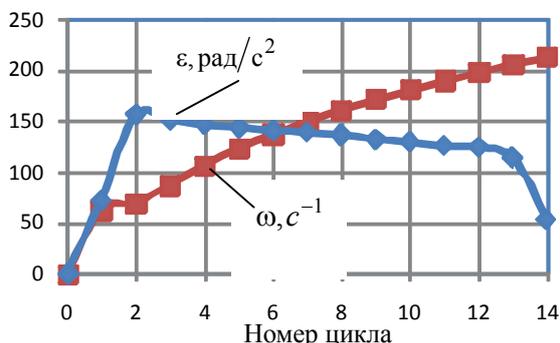


Рис. 1. Параметры разгона

Разгон осуществляется без нагрузки путем резкого перемещения рукоятки управления топливным насосом до положения, соответствующего максимальной подаче топлива. Начальную скорость коленчатого вала при разгоне приравнивали минимальной частоте холостого хода, конечную — максимальной.

2. Определяем зависимости индикаторного давления в цикле от угла поворота коленчатого вала.

В данном расчетном блоке разгон рассматривается как совокупность сменяющих друг друга установившихся промежуточных режимов, то есть ускорение в каждом цикле разгона равно нулю. В качестве расчетной частоты вращения коленчатого вала принимается средняя частота в цикле.

Основой для расчета промежуточного режима является номинальный режим (как наиболее изученный и часто рассчитываемый). После расчета номинального режима определяем данные, необходимые для расчета индикаторных давлений при работе двигателя на режиме, отличном от номинального. Расчет промежуточного режима проводим аналогично номинальному, с шагом $\alpha = 1$ град. ПКВ.

3. Определяем силы, действующие на шатунный подшипник.

Газовые нагрузки определяем на основе расчета рабочего процесса. Для определения инерционных сил принимаем, что ускорение коленчатого вала в каждом цикле разгона постоянно и равно среднему за цикл. Значения ускорений, снятых с

экспериментальных кривых (рис.1), приведены в таблице.

Таблица. Параметры разгона (двигатель ЧН 13/15)

Параметр	Обозначение	Величина	
Номинальная частота вращения коленчатого вала, c^{-1}	$\omega_{ном}$	219,91	
Минимальная частота вращения холостого хода, c^{-1}	$\omega_{хх}$	62,8	
Начальная частота разгона, c^{-1}	ω_0	62,8	
Конечная частота разгона, c^{-1}	$\omega_{кон}$	219,91	
Ускорение, среднее за цикл, $рад/c^2$	№ цикла		
	1	e_1	71,97
	2	e_2	156,79
	3	e_3	151,04
	4	e_4	146,69
	5	e_5	143,81
	6	e_6	140,94
	7	e_7	139,46
	8	e_8	136,58
	9	e_9	132,23
	10	e_{10}	129,87
	11	e_{11}	126,31
	12	e_{12}	124,91
	13	e_{13}	114,20
14	e_{14}	52,98	

Частоту вращения коленчатого вала определяем для каждой расчетной точки при условии $e_i = const$ по формуле

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 + 2\epsilon\alpha}.$$

4. Определяем гидродинамические параметры шатунного подшипника.

Алгоритм гидродинамического расчета круглоцилиндрической опоры основан на решении обобщенного уравнения Рейнольдса для опоры конечной длины и расчете траектории движения центра шатунной шейки. Шаг интегрирования ΔT — переменный. Условие окончания расчета в цикле

$$T > T_{max},$$

где T — текущее время в цикле разгона; T_{max} — время, за которое коленчатый вал сделает два оборота (время рабочего цикла).

В основу теории тепловых процессов, происходящих в системе «шип — смазочный слой — подшипник», положено обобщенное уравнение энергии (теплопереноса) для смазочного слоя вязкой жидкости. При изотермическом подходе принима-

ется, что расчетная текущая температура $T_s = T_s(t)$ 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.

С учетом свойств смазочного материала (неньютоновские жидкости) и допущений об изотермичности течения смазки, жесткости шипа и подшипника, параллельности их осей, обобщенное уравнение Рейнольдса в безразмерном виде для гидродинамических давлений в смазочном слое опоры жидкостного трения модифицируем к виду:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\bar{h}^3 \left(\bar{\phi}_2 - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\bar{\phi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\bar{h}^3 \left(\bar{\phi}_2 - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\bar{\phi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\bar{\omega}_{21} \bar{\rho} \bar{h} \left(1 - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{\rho} \bar{h}). \quad (3)$$

Здесь $\bar{\rho}$, $\bar{p} = (p - p_a) \psi^2 / \mu_0 \omega_0$, $\psi = h_0 / r$, $\bar{z} = z / r$, $-a \leq \bar{z} \leq a$, $\tau = \omega_0 t$ – безразмерные: плотность смазки, гидродинамические давления, относительный зазор, координата по ширине подшипника, время; $a = B/D$ – относительная ширина подшипника; μ_0 – характерная вязкость смазки; p_a – атмосферное давление; $B, D = 2r$, r – соответственно, ширина, диаметр, радиус подшипника; $\bar{\omega}_{21} = (\omega_2 - \omega_1) / \omega_0$ – безразмерная относительная угловая скорость вращения шипа; безразмерная толщина смазочного слоя \bar{h} и её производная $\partial \bar{h} / \partial \tau$, которые определяются формулами

$$\bar{h} = 1 - \chi \cos(\varphi - \delta),$$

$$\partial \bar{h} / \partial \tau = -\dot{\chi} \cos(\varphi - \delta) - \chi \dot{\delta} \sin(\varphi - \delta),$$

где χ – относительный эксцентриситет; δ – угол относительного положения линии центров.

$$\bar{\phi}_k = \int_0^{\bar{y}} \frac{\bar{y}^k}{\bar{\mu}^*} d\bar{y},$$

где $k = 0; 1; 2$; $\bar{\mu}^*$ – вязкость смазки, являющаяся функцией скорости сдвига, температуры и давления; \bar{y} – безразмерная координата поперёк смазочного слоя.

Уравнение (3) после его разностной аппроксимации сводится к системе алгебраических уравнений, которая интегрировалась многосеточным методом [3] при граничных условиях Свифта-Штибера с учётом наличия на поверхности шипа источников смазывания (отверстий, канавок):

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) = 0; \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z});$$

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z}) \geq 0; \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}_s$$

на $(\varphi, \bar{z}) \in \Omega_s$, $S = 1, 2, \dots, S^*$. Здесь Ω_s – область источника смазки, в которой давление постоянно и равно давлению подачи p_s , S^* – количество источников смазывания.

Зависимость вязкости смазки от скорости сдвига аппроксимировали степенным законом Оствальда-Вейля; от температуры – трёхконстантной формулой Фогеля; от давления – формулой Баруса. Таким образом, математическая модель вязкости смазки представляли в виде [4]:

$$\bar{\mu}^* = \bar{\mu} \cdot \bar{I}_2^{(n-1)/2} \cdot C_1 \cdot e^{(C_2/(T_s + C_3) + \beta(T_s)) \cdot p}. \quad (4)$$

Здесь $\bar{\mu}$ – безразмерный параметр консистенции (вязкость смазки при низкой скорости сдвига до 10^2 c^{-1}); $\bar{I}_2 = \left(\frac{\partial \bar{V}_x}{\partial \bar{y}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{V}_z}{\partial \bar{y}} \right)^2$ – второй инвариант скоростей сдвига; n – параметр, характеризующий степень неньютоновского поведения; $\beta(T_s)$ – пьезокоэффициент вязкости масла, являющийся функцией температуры; p – гидродинамическое давление; T_s – эффективная температура смазочного слоя; C_1, C_2, C_3 – константы.

Градиенты скоростей сдвига определяли выражениями:

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

$$\frac{\partial \bar{V}_z}{\partial \bar{y}} = \frac{1}{\bar{\mu}^*} \cdot \bar{h}^{n+1} \left(\bar{y} - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}.$$

Для описания реологического поведения загущенных моторных масел предложено использовать следующую модель (рис. 2, где $\dot{\gamma} = \sqrt{I_2}$). На участке 1 масло ведёт себя как ньютоновская жидкость с вязкостью $\mu_1(T_s, p)$. Для участка 2 характерно снижение вязкости по степенному закону (4). На участке 3 масло считается ньютоновской жидкостью с вязкостью $\mu_2(T_s, p)$.

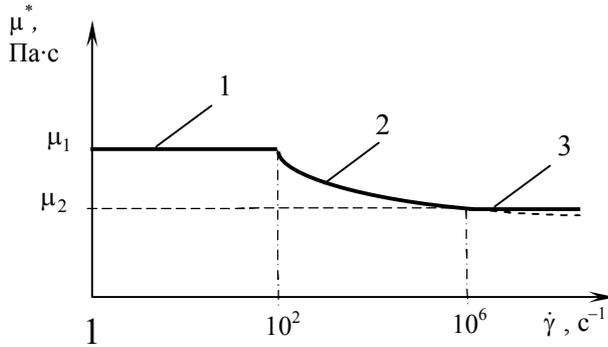


Рис. 2. Зависимость вязкости от скорости сдвига

В такой постановке реологическая модель не противоречит представлениям о поведении загущенного моторного масла, не вызывает трудностей при программной реализации.

Приращение температуры в смазочном слое на каждом временном шаге расчёта траектории центра шипа (за цикл нагружения) определяли по формуле:

$$\Delta T_{\text{Э}} = \frac{N}{Q_B \cdot \rho \cdot c_0},$$

где N , Q_B , ρ , c_0 – потери мощности на трение в смазочном слое, расход смазки через подшипник, плотность и теплоёмкость смазки, соответственно.

Потери мощности на трение определяли интегрированием диссипативной функции рассеивания \bar{D} по объему смазочного слоя

$$N = \frac{BD^2 \psi \mu_0}{8a} \cdot \iint_{\Omega_A} \bar{D} d\varphi d\bar{z}.$$

Здесь $\Omega_A^- = \Omega_A - \Omega_S$, Ω_A – активная область смазочного слоя, где $\rho > 0$.

$$\bar{D} = \int_0^1 \bar{\mu}^* \cdot \left[\left(\frac{\partial \bar{V}_x}{\partial \bar{y}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{V}_z}{\partial \bar{y}} \right)^2 \right] d\bar{y}.$$

Расход смазки в оба торца подшипника определяли выражением

$$Q_B^* = -\frac{BD^2 \psi \omega_0}{2a} \int_0^{2\pi} \bar{h}^3 \left(\bar{\Phi}_2 - \frac{\bar{\Phi}_1^2}{\bar{\Phi}_0} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}=a} d\varphi.$$

При известной функции $\bar{p}(\varphi, \bar{z}, \tau)$ определяем безразмерные реакции смазочного слоя на цапфу:

$$\bar{R}_U = k_R \begin{bmatrix} R_x \\ R_y \end{bmatrix} = -\frac{1}{4a} \iint_{\Omega_A} \bar{p} \begin{bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{bmatrix} d\varphi d\bar{z}.$$

Максимальное давление \bar{p}_{max} и координату φ_{max} находим численным исследованием на экстремум функции $\bar{p}(\varphi, z)$.

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

Приближенные уравнения плоского движения центра шатунной шейки записывали в виде:

$$m_3 \ddot{\bar{U}} = P(\bar{U}, \dot{\bar{U}}) + f_U(\bar{t}), \quad (5)$$

где

$$P_U(\bar{U}, \dot{\bar{U}}) = \frac{1}{h_0 \omega_0^2} R'_U(\bar{U}, \dot{\bar{U}});$$

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

$R'_U(\bar{U}, \dot{\bar{U}})$ – размерные реакции, связанные с безразмерными \bar{R}_U^* соотношением $\bar{R}'_U = k_R^* \bar{R}_U^*$.

В уравнениях (5) m_3 – 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; $F_U = (F_x, F_y)$ – проекции на соответствующие оси внешней нагрузки (рис. 3).

На рис. 3 обозначено: Z_B, T_B – проекции силы инерции вращающихся масс шатуна на оси z, t системы координат, связанной с кривошипом; P_j – сила инерции поступательно движущихся масс; P – суммарная сила, действующая по оси цилиндра.

Характерной особенностью системы уравнений движения (5) является малость ее левой части по сравнению с \bar{R}_U^* и $f_U(\bar{t})$, что является признаком её жесткости. В этом случае допустимо заменять (5) системой уравнений равновесия

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

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

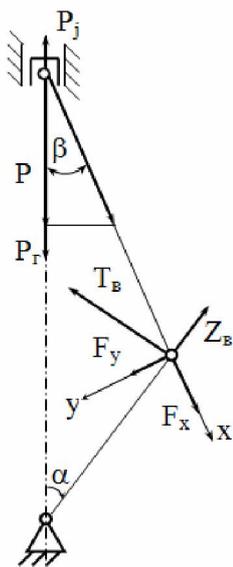


Рис. 3. Схема расчета сил

Описанный алгоритм применяли последовательно для каждого цикла разгона. Этот алгоритм реализован в комплексе программ [5] и может быть использован для исследования любого вида неустановившегося режима и любого типа двигателя.

Результаты расчета. В представленной работе расчеты проводили для шатунного подшипника двигателя ЧН 13/15 производства ООО «ЧТЗ-Уралтрак». Исходные данные для расчета: радиус шипа $r = 0,0475 м$, радиус кривошипа $r_k = 0,075 м$; длина шатуна $L = 0,26 м$; ширина подшипника $B = 0,032 м$; радиальный зазор $C = 51,5 мкм$; температура подачи смазки $T_{ex} = 90^\circ C$.

В результате расчета режима разгона двигателя по внешней скоростной характеристике (рис. 1) с помощью пакета программ получены зависимости параметров от номера цикла разгона (рис. 4-7).

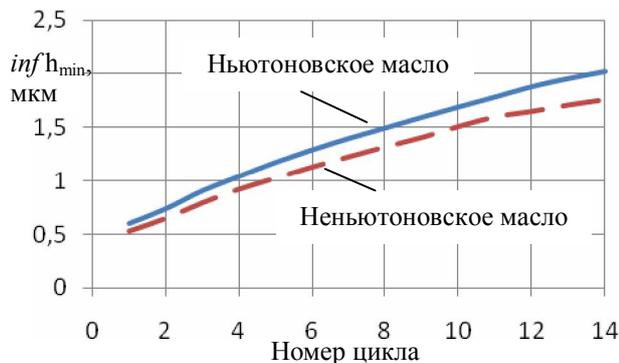


Рис. 4. Наименьшая толщина смазочного слоя

По результатам расчета были рассмотрены наиболее неблагоприятные, с точки зрения работо-

способности шатунной опоры, циклы: 1-ый, 2-ой, 14-ый. Они были выбраны для сравнения с режимом номинальной мощности.

Газовые нагрузки зависят от величины индикаторных давлений в цикле. Максимальные индикаторные давления достигаются в цилиндре двигателя в процессе сгорания.

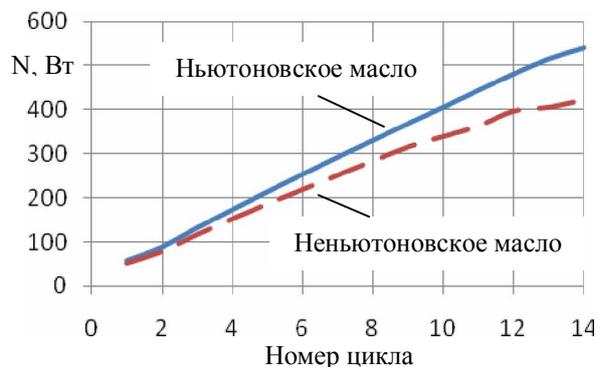


Рис. 5. Потери мощности на трение

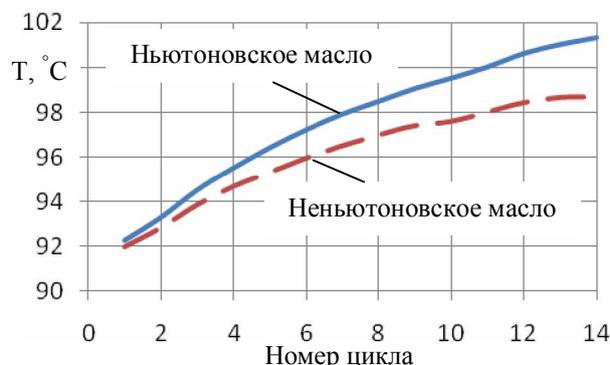


Рис. 6. Средняя температура смазочного слоя

В 1-ом и 2-ом циклах их величины меньше, чем в 14-ом, что объясняется низким коэффициентом эффективности сгорания, вследствие падения коэффициента избытка воздуха, и увеличением показателя характера сгорания в основном периоде.

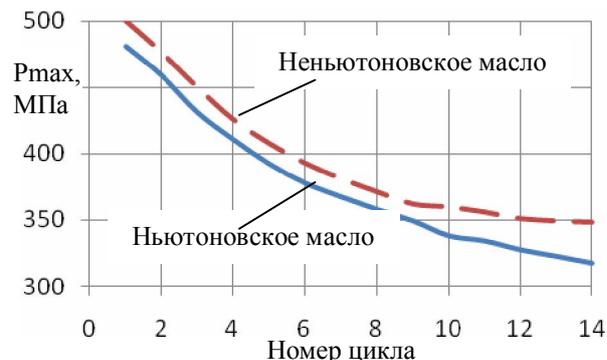


Рис. 7. Максимальный гидродинамические давления в смазочном слое

Максимальное давление сгорания в 14-ом цикле близко к номинальному. На впуске, за счет большего коэффициента наполнения (из-за снижения гидравлического сопротивления системы впуска), индикаторное давление в 1-ом и 2-ом циклах выше, чем в 14-ом. В отношении давлений на выпуске наблюдается обратная картина: за счет лучшей очищаемости цилиндра в двух первых циклах разгона давление ниже, чем в 14-ом цикле и на номинальном режиме.

Сила инерции поступательно движущихся масс возрастает с увеличением частоты вращения (соответственно с увеличением номера цикла разгона), имеет максимальное значение на режиме номинальной мощности и близка к нему в 14-ом цикле разгона.

Сила P , действующая по оси цилиндра – результат совместного действия силы давления и силы инерции поступательно движущихся масс. Сила инерции вращательно движущихся масс Z_e максимальна на режиме номинальной мощности и падает с уменьшением частоты вращения коленчатого вала. Сила инерции вращательно движущихся масс T_e зависит от значения ускорения в цикле и максимальна во 2-ом цикле разгона. На режиме номинальной мощности $T_e=0$.

Проекции результирующей силы, действующей на шатунный подшипник, F_x и F_y , представлены на рис. 8.

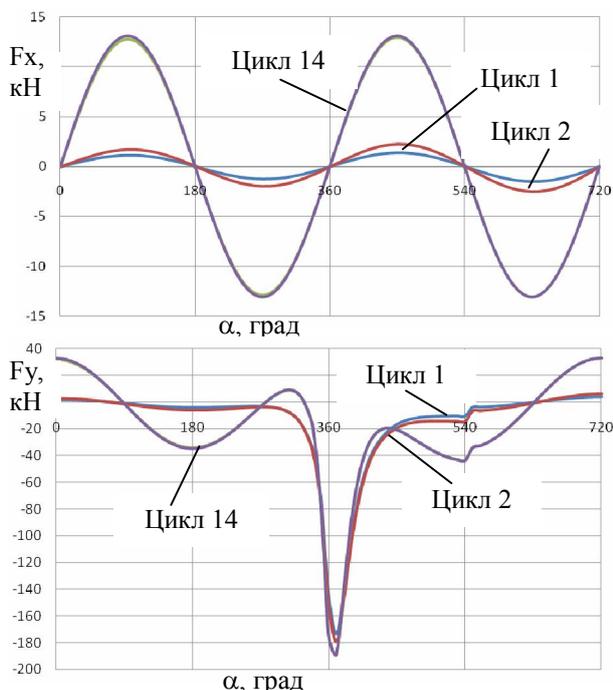


Рис. 8. Проекция сил, действующих на шатунный подшипник

F_y зависит от величины инерционных сил и максимальна при номинальном режиме. F_x учитывает действие как газовых, так и инерционных сил, поэтому не смотря на более низкие значения P_e, P_{nj}, Z_e, T_e в двух первых циклах, максимальные значения F_x в них выше, чем на режиме номинальной мощности. В 14 – ом цикле F_x и F_y близки к значениям номинального режима.

Сила $F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$ в первых двух циклах выше, чем на номинальном режиме (табл. 2). Максимальные значения достигаются при $\alpha=369 - 371$ град ПКВ, что доказывает сильное влияние процесса сгорания на нагруженность шатунных подшипников.

Зависимости максимального гидродинамического давления от угла поворота коленчатого вала очень похожи на зависимости от угла поворота коленчатого вала нагрузок, действующих на подшипник. Углы, соответствующие F_{max} и $sup p_{max}$, в каждом цикле разгона равны.

Параметр $inf h_{min}$ (минимальная толщина слоя смазки за цикл) характеризует опасность быстрого выхода подшипника из строя вследствие возможного задира или подплавления антифрикционного слоя. Допустимое значение $inf h_{min}=1,9$ мкм. Из рис. 4 видно, что в большинстве циклов разгона $inf h_{min}$ меньше этого значения. Особенно опасен в этом отношении 1-ый цикл разгона. При учете неньютоновских свойств масла величины $inf h_{min}$ в каждом цикле снижаются на 15-20%. Среднее значение толщины слоя смазки за цикл h^* характеризует теплонапряженность сопряжения и по возможности должно быть наибольшим. По результатам расчета самым теплонапряженным является номинальный режим.

На рис. 5 показана зависимость потерь мощности на трение N от цикла разгона. Видно, что потери возрастают с увеличением частоты вращения коленчатого вала и максимальны на номинальном режиме.

Таким образом, на режимах разгона условия работы опор коленчатого вала хуже, чем при установившихся режимах. Помимо номинального режима, особенно опасным является 1-ый цикл. Следовательно, расчеты гидромеханических параметров шатунных подшипников коленчатого вала необходимо проводить не только для режима максимальной мощности, но и для неустановившегося режима работы.

При расчете работоспособности сложнагруженных подшипников коленчатого вала необходимо также учитывать неньютоновские свойства современных смазочных материалов.

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).

Список литературы:

1. Вибе, И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания: Конспект лекций / И.И. Вибе. – Челябинск.: ЧПИ, 1974. – 252 с. 2. Лазарев, Е.А. Совершенствование моделирования закономерностей выгорания топлива в дизеле / Е.А. Лазарев // Двигателестроение. – 1985. – № 12. – С. 11–12. 3. Прокопьев, В.Н. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: монография. / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский и др // Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. – Ч. 1. – 136 с. 4. Леванов, И.Г. Экспериментальное исследование реологических

свойств всесезонных моторных масел / И.Г. Леванов, Е.А. Задорожная // Вестник ЮУрГУ. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. – № 11 (228). – 2011. – С. 70–76. 5. Бояршинова, А.К. Программный комплекс для расчета динамики и ГМХ шатунных подшипников коленчатых валов ДВС на режимах разгона двигателя «Разгон» / А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, С.В. Чернейко, И.А. Ивин // Свидетельство № 2011612348 от 21.03.2011.

Bibliography (transliterated):

1. Vibe, I.I. Teorija dvigatelej vnutrennego sgoranja: Konspekt lekcij / I.I. Vibe. – Cheljabinsk.: ChPI, 1974. – 252 s. 2. Lazarev, E.A. Sovershenstvovanie modelirovaniya zakonemnostej vygoraniya topliva v dizele / E.A. Lazarev // Dvigatolestroenie. – 1985. – № 12. – S. 11–12. 3. Prokop'ev, V.N. Dinamika i smazka tribosopryazhenij porshnevyyh i rotornyh mashin: monografija. / V.N. Prokop'ev, Ju.V. Rozhdestvenskij i dr // Cheljabinsk: Izda-tel'skij centr JuUrGU, 2010. – Ch. 1. – 136 s. 4. Levanov, I.G. Jeksperimental'noe issledovanie reologicheskikh svoystv vsesazonnyh motornyh masel / I.G. Levanov, E.A. Zadorozhnaja // Vestnik JuUrGU, – Cheljabinsk: Izda-tel'skij centr JuUrGU. – № 11 (228). – 2011. – С. 70–76. 5. Bojarshinova, A.K. Programmnyj kompleks dlja ras-cheta dinamiki i GMH shatunnyh podshipnikov kolencha-tyh valov DVS na rezhimah razgona dvigatelja «Razgon» / A.K. Bojarshinova, E.A. Zadorozhnaja, S.V. Chernejko, I.A. Ivin // Svidetel'stvo № 2011612348 ot 21.03.2011.

УДК 21.431.73, 55.42.33, 55.03.33

В.А. Романов, канд. техн. наук, Н.А. Хозенюк, канд. техн. наук

КОМПЛЕКСНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ КАРТЕРА И КОРЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Введение

Обеспечение работоспособности гидродинамических трибосопряжений составляет одну из основных проблем при создании и доводке конструкции двигателей внутреннего сгорания. Это во многом обусловлено сложностью и взаимосвязанностью процессов и факторов, определяющих работоспособность узлов жидкостного трения.

При оценке работоспособности гидродинамических трибосопряжений необходимо учитывать геометрические характеристики трибосопряжений, макро- и микрогеометрию поверхностей трения, вязкостно-температурные и реологические свойства жидкой смазочной среды, разделяющей нестационарно нагруженные поверхности трения, скоростные и нагрузочные параметры. Наряду с этими параметрами, учитываемыми при моделировании автономных трибосопряжений, для коренных подшипников коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания так же существенно взаимное влияние трибосопряжений [1, 2], реализуемое посредст-

вом упругих связей подшипников (межцилиндровых перегородок картера двигателя) и шипов (шеек коленчатого вала).

Кроме того, на работоспособность коренных трибосопряжений значительное влияние оказывают факторы, определяющие взаимное положение их шипов и подшипников. Среди этих факторов необходимо выделить технологические, связанные с допусками на соосность отверстий в межцилиндровых перегородках картера, шеек коленчатого вала, и тепловые. Методика учета технологических факторов разработана и подробно представлена в работе [3]. Влияние теплонапряженности картера двигателя на характеристики гидродинамических подшипников скольжения коленчатого вала транспортных дизелей до последнего времени не рассматривалось. Корректная оценка степени такого влияния возможна на основе достаточно подробного описания тепловых процессов, учитывающего источники тепловыделения в цилиндрах и течение