

## МЕТОДОЛОГИЯ РАСЧЕТА ДИНАМИКИ И СМАЗКИ СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ПОРШНЕВЫХ И РОТОРНЫХ МАШИН

Рождественский Ю.В., Задорожная Е.А., Караваев В.Г., Гаврилов К.В., Бояршинова А.К., Леванов И.Г., Хозенюк Н.А. (Южно-Уральский государственный университет)

Решения задач динамики и смазки сложнонагруженных трибосопряжений базируются на методах определения: поля гидродинамических давлений в тонком смазочном слое, разделяющем поверхности трения с учетом динамики их относительного движения; температурных параметров смазочного слоя опоры за период нагружения с учетом источников смазки; упругих деформаций поверхностей трения под действием гидродинамических давлений в смазочном слое и внешних сил; параметров нелинейных колебаний шипа на смазочном слое в опоре при нестационарном законе изменения, действующих на него сил; расходно-перепадных характеристик смазочной системы трибосопряжений. Важной составляющей решения является учет характеристик смазочной жидкости, в том числе ее реологических свойств. Комплексное решение этих задач является важнейшим этапом в повышении надежности трибосопряжений, разработке узлов трения отвечающих современным требованиям. Однако такое решение представляет большие трудности, так как требует разработки точных и высокоэффективных расчетных методов и алгоритмов.

Результат моделирования сложнонагруженных опор жидкостного трения (СОЖТ) принято оценивать гидромеханическими характеристиками (ГМХ), наибольшее влияние на которые оказывает геометрия смазочного слоя. Изменение формы сечения подшипника и шипа приводит к изменению процессов смазки трибосопряжения. Так технологические отклонения от заданной геометрии поверхностей трения или деформации могут привести к потере несущей способности сопряжения. В то же время в последние годы возрос интерес к профилированным опорам. Такие конструкции могут существенно улучшить технические характеристики опор: обеспечить повышение несущей способности, при снижении требований к материалам, уменьшить потери на трение, повысить вибростойкость. Поэтому описание геометрии смазочного слоя является важнейшим этапом гидродинамического расчета.

### *Геометрия сложнонагруженной опоры*

Схема радиальной опоры с произвольной геометрией смазочного слоя представлена на рис.1. На опору действуют силы, изменяющиеся во времени по величине и направлению. Толщина смазочного слоя в опоре зависит от положения центра шипа, угла между продольными осями шипа и подшипника, а также от макрогеометрических отклонений поверхностей трибосопряжений и их возможных упругих перемещений.

В опоре с идеальной геометрией зазор (толщина смазочного слоя) в любом из сечений при центральном положении шипа в подшипнике  $h^*(\varphi, Z_1) = \text{const}$ . Здесь  $\varphi, Z_1$  – окружная и осевая координаты. Для опоры с неидеальной геометрией функция  $h^*(\varphi, Z_1) \neq \text{const}$  и учитывает отклонения профилей шипа и подшипника от круглоцилиндрической формы [1].

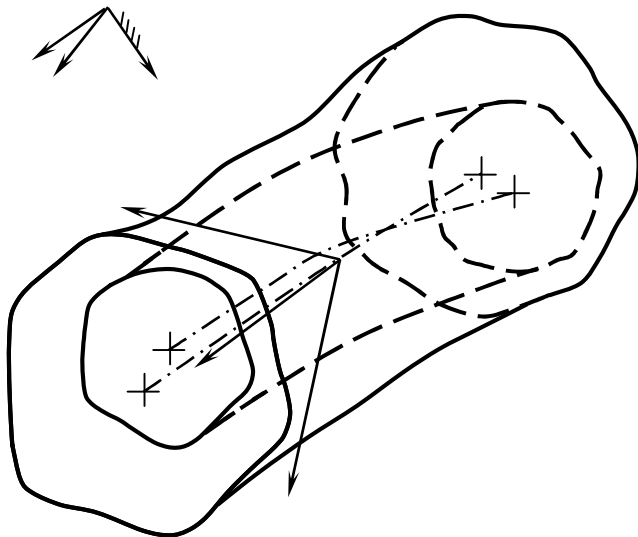


Рис.1. Схема радиальной опоры с произвольной геометрией смазочного слоя

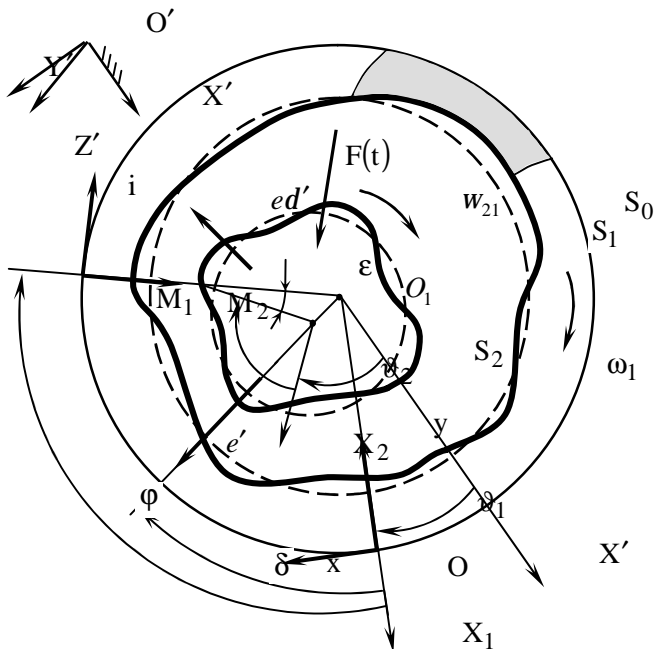


Рис.2. Сечение радиальной опоры  
принято отклонение в сторону увеличения радиусов).

Типичными макроотклонениями шипа и подшипника от цилиндрической формы является бочкообразность, седлообразность, конусность. В этом случае толщина смазочного слоя при центральном положении шипа принимает вид [1]:

$$h^*(Z_1) = \Delta_0 + k_1 Z_1^{l_1} + k_2 Z_1^{l_2},$$

где  $k_i$  – определяет величину отклонения аппроксимирующей кривой на единицу ширины подшипника, степень параболы принимаем:  $l_1=1$  – для конусного шипа;  $l_2=2$  – для бочкообразного и седлообразного шипа.

**Определение давлений в смазочном слое сложнагруженных опор с учетом свойств смазочных жидкостей**

Одним из допущений классической гидродинамической теории смазки, является предположение о том, что смазочный материал подчиняется реологическому закону Ньютона-Стокса. Однако, известно, что реологическое поведение реальных

В среднем поперечном сечении некруглоцилиндрической опоры (рис. 2) смазочный слой ограничен поверхностями подшипника  $S_1$  и шипа  $S_2$ . Радиус  $r_0$  круглоцилиндрической поверхности отсчёта  $S_0$  произволен.

Толщину смазочного слоя в произвольной точке запишем в виде

$$h(\varphi, t) = h^*(\varphi, t) - e \cos(\varphi - \delta), \quad (1)$$

$$\text{где } h^*(j, t) = D_0 + D_1(j) - D_2(j, t),$$

$$D_0 = (r_{10} - r_{20}),$$

$$e(t) = O_1 O_2 - \text{эксцентриситет},$$

$d(t)$  – угол положения линии центров.

Функция  $h^*(\varphi, t)$  может быть задана таблицей отклонений  $\Delta_i(\varphi, t)$ , аналитически (функциями второго порядка) или аппроксимирована рядами. Для опор с отклонением геометрии от базовых цилиндрических поверхностей в осевом направлении  $h^*(Z_1)$  из выражения (1) в произвольном сечении  $Z_1$  запишем выражением

$$h^*(Z_1) = \Delta_0 + \Delta_1(Z_1) - \Delta_2(Z_1).$$

Здесь  $\Delta_i(Z_1)$ ,  $i=1,2$  – отклонения образующих поверхностей подшипника и шипа от прямой (за положительное принято отклонение в сторону увеличения радиусов).

смазочных масел является сложным и может отклоняться от этого закона, оказывая влияние на характеристики узлов трения.

В качестве модели неньютоновской жидкости, применяемой для смазки трибо-сопряжений, используется вязкоупругая жидкость Максвелла, неньютоновские свойства которой учитываются зависимостью вязкости от второго инварианта скоростей сдвига. Многочисленными исследованиями авторов показано, что достаточную точность оценки зависимости вязкости неньютоновского масла от скоростей сдвига обеспечивает формула Гезима [2]. Более распространенной и удобной в использовании зависимостью является уравнение Освальда-Вейла [3]:

$$\mu^* = \mu |\partial V_x / \partial y|^{n-1}, \quad (2)$$

где  $\partial V_x / \partial y$  – скорость сдвига. Параметр  $n$  выбирается из диапазона  $0,9 \dots 0,97$ .

С учетом (2) уравнение Рейнольдса для поля гидродинамических давлений в смазочном слое в обозначениях работы [3] записывается в виде

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left[ \rho \left( \phi_2 - \frac{\phi_1^2}{\phi_0} \right) \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \rho \left( \phi_2 - \frac{\phi_1^2}{\phi_0} \right) \frac{\partial p}{\partial z} \right] = \\ & = h \frac{\partial p}{\partial t} + \rho \left[ \left( V_{2y} - V_{2x} \frac{\partial h_2}{\partial x} \right) - \left( V_{1y} - V_{1x} \frac{\partial h_1}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \rho h \left[ V_{1x} + \left( 1 - \frac{\phi_1}{h\phi_0} \right) (V_{2x} - V_{1x}) \right] \right\}. \end{aligned} \quad (3)$$

где  $\phi_{ky} = \int_{h_1}^y y^k / \mu dy, k=0,1,2$  определяем интегрированием уравнения равновесия

элементарного объема смазки.

В общем случае уравнение (3) можно использовать как для ньютоновских ( $n=1$ ), так и для неньютоновских жидкостей ( $n < 1$ , учитывая произвольную геометрию смазочного слоя. Уравнения (4) интегрировались в области  $\Omega = (\phi \in 0, 2\pi; z \in -B/2, B/2)$  при граничных условиях Свифта-Штибера, которые записывались в виде следующих ограничений на функцию  $p(\phi, z)$ :

$$p(\phi, z = \pm B/2) = p_a; p(\phi, z) = p(\phi + 2\pi, z); p(\phi, z) \geq 0, p(\phi, z) = p_S \quad \text{на } (\phi, z) \in \Omega_S, S = 1, 2 \dots S^*,$$

где  $\Omega_S$  – область источника смазки, где давление постоянно и равно давлению подачи  $p_S$ ,  $S^*$  – количество источников,  $B$  – ширина подшипника;  $p_a$  – давление окружающей среды.

В настоящее время, благодаря развитию нанотехнологий, появились порошкообразные присадки, введение которых в масла существенно улучшает ГМХ сложнагруженных подшипников скольжения. Масла с такими присадками представляют собой смеси, состоящие из беспорядочно ориентированных микрочастиц (молекул), взвешенных в вязкой жидкости. ГМХ подшипников, у которых толщина смазочного зазора сравнима с размерами микрочастиц, не могут быть рассчитаны на основе ньютоновского реологического закона.

Эринген [4] первым для моделирования процесса смазки подшипников скольжения маслами, содержащими порошкообразные присадки, предложил пренебречь деформацией микрочастиц и ввел понятие «микрополярных жидкостей» – особых сред, состоящих из беспорядочно ориентированных твердых микрочастиц, взвешенных в движущейся вязкой жидкости и обладающих собственным вращательным движением. В результате наложения движений микрополярные жидкости приобретают неньютоновские свойства.

Основная концепция, которой придерживаются авторы, сводится к тому, что применение микрополярных масел для смазки подшипников поршневых и ротор-

ных машин способствует улучшению большинства ГМХ подшипников только в случае, когда параметры микрополярности подобраны правильно. Вторая концепция состоит в том, что методология расчета ГМХ подшипников, смазываемых микрополярными жидкостями, должна опираться на возможно более точные и многократно проверенные математические модели и опыт, приобретенный при расчете подшипников, смазываемых ньютоновскими и простыми неньютоновскими маслами.

### **Уравнения динамики для радиальной опоры**

Для исследований динамики радиальной опоры жидкостного трения обычно рассматривают движение шипа с известными угловой скоростью  $\omega_1$  и угловым ускорением  $\varepsilon_1$  на смазочном слое в упругоподатливом сложнонагруженном подшипнике под действием внешних сил: заданной силы  $F$ , приложенной в центре масс шипа и силы  $R$  действия смазочного слоя, пары сил с моментом  $M$ , представленной составляющими парами с моментами  $M_{X1}$ ,  $M_{X2}$ , обусловленными смещением геометрического центра, и пары сил с моментами  $M_0$  со стороны смазочного слоя, представленной составляющими парами с моментами  $M_{X1}$ ,  $M_{Y1}$ .

Движение шипа на смазочном слое с учетом перекосов в этом случае можно описать системой дифференциальных уравнений [1]:

$$\begin{aligned} m \ddot{x}_c &= F_X + R_X; \quad J_{X1} \frac{d\omega_X}{dt} + \omega_1 \omega_{Y1} (J_{Z1} - J_{Y1}) = M_{X1} + M_{X1}; \\ m \ddot{y}_c &= F_Y + R_Y; \quad J_{Y1} \frac{d\omega_Y}{dt} + \omega_1 \omega_{X1} (J_{X1} - J_{Z1}) = M_{Y1} + M_{Y1}. \end{aligned} \quad (4)$$

Здесь  $J_{X1}$ ,  $J_{Y1}$ ,  $J_{Z1}$  – моменты инерции тела относительно осей  $CX_1$ ,  $CY_1$ ,  $CZ_1$ ;  $\omega_X$ ,  $\omega_Y$  – проекции угловой скорости вращения шипа на оси  $CX_1$ ,  $CY_1$ ,  $CZ_1$ .

Наиболее распространенными методами для решения уравнений движения типа (4) являются следующие: метод Ньютона; метод Рунге-Кутты с модификацией Мерсона; модифицированный метод линейного ускорения (метод Вилсона); метод нецентральных разностей третьего порядка (метод Хаболта); метод, базирующийся на применении формул дифференцирования назад (ФДН), первого и второго порядка; метод Фаулера и другие.

Возможность применения того или иного метода интегрирования зависит от вида трибосопряжения, набора внешних нагрузок, а также возможности задать начальное приближение для успешного решения системы (4). К сожалению, универсальных методов решения уравнений движения пока не разработано.

### **Тепловой расчет сложнонагруженных опор жидкостного трения**

В основу теории тепловых процессов, происходящих в системе «шип – смазочный слой – подшипник», положено обобщенное уравнение энергии (теплопереноса) для смазочного слоя вязкой жидкости. В зависимости от того, каким представляется распределение температур в смазочном слое, используются три подхода: термогидродинамический; адиабатический; изотермический. При изотермическом подходе принимается, что расчетная текущая температура одинакова во всех точках смазочного слоя. Эта температура является инерционным параметром и определяется при решении уравнения теплового баланса отражающего равенство средних за цикл значений теплоты  $A_N^*$ , рассеянной в смазочном слое и теплоты  $A_Q^*$ , отведенной смазкой, вытекающей в торцы опоры.

*Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной Рос-*

сии» на 2009-2013 годы и Российского фонда фундаментальных исследований (проект 10-08-00424).

### Литература:

1. Рождественский, Ю.В. Связные задачи динамики и смазки сложнагруженных опор скольжения: дисс....докт.техн.наук / Ю. В. Рождественский. – Челябинск, 1999. – 347 с.
2. Прокопьев, В.Н. Влияние неньютоновских свойств масел на нагруженность шатунных подшипников коленчатого вала / В.Н. Прокопьев, Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов // Двигателестроение. – 2008. – № 3. – С. 40-42.
3. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: монография / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, В.Г. Караваев и др. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. – Ч. 1. – 136 с.
4. Eringen, A. C. Theory of micropolar fluids / A. C. Eringen // J. Math. Mech. – 1966. – V. 16, – P. 1–18.

## УРАВНОВЕШЕННОСТЬ РЯДНОГО 4-Х ЦИЛИНДРОВОГО 4-Х ТАКТНОГО ДВС СПОРТИВНОГО МОТОЦИКЛА С ПРОСТРАНСТВЕННОЙ СХЕМОЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Савастенко А.А., Савастенко Э.А., Камышников Р.О. (Российский университет дружбы народов)

Данная статья является продолжением работы «Влияние конструктивной схемы коленчатого вала на степень неравномерности крутящего момента двигателя спортивного мотоцикла» и статьи опубликованной в журнале [5], в ней рассматриваются возможные варианты схем расположения колен коленчатого вала рядного, высоко-оборотистого, 4-х цилиндрового двигателя и его уравновешенность. В качестве объекта для анализа был выбран двигатель от гоночного мотоцикла Yamaha YZF-R1.

В статье «Влияние конструктивной схемы коленчатого вала на степень неравномерности крутящего момента двигателя спортивного мотоцикла», были рассмотрены параметры неравномерности крутящего момента данного двигателя с пространственной схемой коленчатого вала (рис.1, а) и рядном расположении цилиндров. Данная конструкция, по сравнению с классической плоской, зеркально-симметричной схемой коленчатого вала (рис.1, б) не уравновешена от моментов центробежных сил инерции и моментов от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс 1-го порядка.

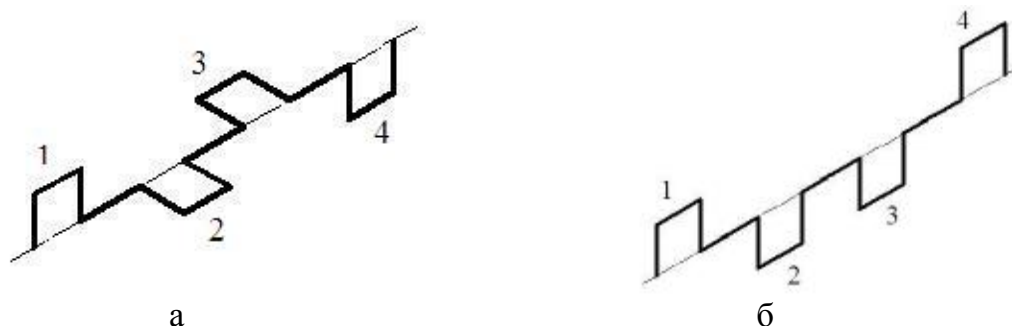


Рис.1. а – схема коленчатого вала мотоцикла Yamaha YZF-R1  
б – классическая схема коленчатого вала