

## ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЛОЖНОАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ, СМАЗЫВАЕМЫХ МИКРОПОЛЯРНЫМИ ЖИДКОСТЯМИ

*В.Н. Прокопьев, д.т.н., проф., Е. А. Задорожная, к.т.н., доц., В. Г. Караваев, к.т.н., доц.  
Южно-Уральский государственный университет*

Рассмотрена методика расчета гидромеханических характеристик (ГМХ) сложноагруженных подшипников скольжения, смазываемых микрополярными жидкостями. В основу положена теория течения микрополярных жидкостей Эрингена. Эффективная температура смазочного слоя подшипника конечной длины рассчитана из уравнения теплового баланса. Решены тестовые задачи и оценено влияние параметров микрополярных масел на ГМХ подшипников коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания.

В настоящее время благодаря развитию нанотехнологий появились порошкообразные присадки, введение которых в масла существенно улучшает ГМХ сложноагруженных 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.

Для моделирования процесса смазки подшипников скольжения маслами, содержащими порошкообразные присадки, Эринген [1] первым 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.

На основе модели Эрингена получены некоторые результаты, позволяющие дать качественное объяснение эффектов, наблюдаемых при введении порошкообразных присадок в масла в частных случаях нагружения подшипников: статическом [2, 3, 8] и синусоидальном [4, 5].

В.Н. Прокопьев [6, 7] впервые рассмотрел задачу динамики радиального подшипника с микрополярной смазкой, нагруженного внешними

силами, меняющимися по модулю и направлению. Концепция, которой придерживался автор, основана на том, что ГМХ сложноагруженного подшипника следует находить в процессе расчета траектории (орбиты) движения центра цапфы, распределение гидродинамических давлений в смазочном слое определять интегрированием модифицированного уравнения Рейнольдса на основе теории «короткого» подшипника.

Во всех упомянутых работах практические результаты получены на основе интегрирования уравнения Рейнольдса для давлений в изотермической постановке. Тепловые процессы, происходящие в системе цапфа—смазочный слой—втулка, не рассматривались и ГМХ рассчитывались для некоторых произвольно выбранных значений эффективных (среднеинтегральных) температур смазочного слоя, что снижает достоверность полученных результатов.

Пытаясь уточнить модель, авторы работы [9] сформулировали термогидродинамическую задачу смазки радиального сложноагруженного подшипника с идеальной геометрией смазочного зазора с учетом явления кавитации смазочного слоя и его теплообмена с поверхностями подшипника. Однако практические результаты получены ими только для случая статического нагружения подшипника.

Авторами настоящей работы накоплен значительный опыт расчета сложноагруженных подшипников скольжения, смазываемых обычными ньютоновскими и простыми неньютоновскими маслами, в том числе подшипников конечной длины с неидеальной геометрией, с учетом кавитации смазочного слоя и его переменной от цикла к циклу эффективной температуры [7, 10–13].

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

Здесь представлена в кратком изложении методика расчета ГМХ радиального сложнагруженного подшипника конечной длины, смазываемого микрополярной жидкостью. Неизотермичность течения смазки учитывается введением понятия эффективной температуры смазочного слоя, значения которой корректируются в процессе расчета ГМХ. Приведены примеры расчета ГМХ шатунного подшипника ДВС.

**Уравнение для гидродинамических давлений в смазочном слое микрополярной жидкости, разделяющем произвольно движущиеся поверхности**

Проблематику теории сложнагруженных подшипников скольжения, смазываемых микрополярной жидкостью, можно охарактеризовать совокупностью методов решения четырех взаимосвязанных задач расчета:

— поля гидродинамических давлений в смазочном слое, разделяющем поверхности цапфы и втулки, при произвольном законе их относительного движения;

— траектории движения центра цапфы;

— эффективной температуры смазочного слоя, определяемой из равенства за некоторый период нагружения теплоты, рассеянной в смазочном слое и отведенной из подшипника смазкой, вытекающей в его торцы;

— интегральных ГМХ подшипников.

Твердая частица смазки в элементарном объеме тонкого смазочного слоя микрополярной жидкости, заключенного между двумя поверхностями  $S_1, S_2$  произвольной формы, движется поступательно со скоростью  $\vec{V}(V_x, V_y, V_z)$  и вращается с угловой скоростью  $\vec{\omega}(\omega_x, 0, \omega_z)$ .

Здесь  $\vec{V}, V_x, V_y, V_z, \vec{\omega}, \omega_x, \omega_z$  — компоненты векторов  $V$  и  $\omega$  в декартовой системе координат  $O_{xyz}$ , оси  $O_x$  и  $O_z$  которой располагаются на неподвижной поверхности  $S_0$ , а ось  $O_y$  направлена по нормали к ней.

Для получения уравнения, описывающего распределение гидродинамических давлений в смазочном слое микрополярной жидкости (модифицированного уравнения Рейнольдса или Элрода), необходимо проинтегрировать систему дифференциальных уравнений, составленных на основе теорем (законов сохранения) об изменении количества движения и момента количества движения. Используя обычные упрощающие допущения гидродинамической теории смазки и учитывая малые величины производных от угловой скорости по координатам  $x, z$  по сравнению с производной по  $y$ , эти уравнения

запишем в виде [8]:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial y} \left[ (2\mu + \mu_1) \frac{\partial V_x}{\partial y} \right] + \frac{\partial(\mu_1 \omega_z)}{\partial y} &= \frac{\partial p}{\partial x}; \\ \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial y} \left[ (2\mu + \mu_1) \frac{\partial V_z}{\partial y} \right] - \frac{\partial(\mu_1 \omega_x)}{\partial y} &= \frac{\partial p}{\partial z}; \\ \frac{\partial}{\partial y} \left( \gamma \frac{\partial \omega_z}{\partial y} \right) - \mu_1 \frac{\partial V_x}{\partial y} - 2\mu_1 \omega_z &= 0; \\ \frac{\partial}{\partial y} \left( \gamma \frac{\partial \omega_x}{\partial y} \right) + \mu_1 \frac{\partial V_z}{\partial y} - 2\mu_1 \omega_x &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $p$  — гидродинамическое давление в точке с координатами  $x, y, z$ ;  $\mu = \mu(x, y, z)$  — коэффициент динамической вязкости ньютоновской смазки, в которую вводятся порошкообразные присадки, зависящий от температуры  $T = T(x, y, z)$  смазочного слоя;  $\mu_1 = \mu_1(x, y, z)$ ,  $\gamma = \gamma(x, y, z)$  — некоторые параметры.

Таким образом, микрополярная жидкость характеризуется тремя физическими константами  $\mu, \mu_1, \gamma$ , в отличие от ньютоновской жидкости, у которой лишь одна константа  $\mu$ . Параметр  $\mu_1$  имеет размерность вязкости. Поскольку он проявляется в результате учета микровращений, естественно, что его называют коэффициентом вязкости при вращательном движении (коэффициентом вихревой вязкости): он характеризует сопротивление вращательному движению подобно тому, как коэффициент  $\mu$  характеризует сопротивление поступательному движению. Коэффициент  $\gamma$  имеет размерность  $[l^2][\mu]$ , и с его помощью составляется параметр длины  $l = \sqrt{\gamma/4\mu}$ , характеризующий размеры молекул смазочной жидкости.

С помощью коэффициента  $\mu_1$  и параметра  $l$  можно рассчитать так называемые параметры микрополярности [4, 5]

$$N = \left( \frac{\mu_1}{2\mu + \mu_1} \right)^{1/2}; L = \frac{h_0}{l}, \quad (2)$$

где  $h_0$  — характерная толщина смазочного слоя.

Очевидно, что микрочастицы должны свободно проходить через минимальный зазор в подшипнике, то есть  $l \leq h_{\min}$ . Поэтому в расчетах примем, что  $l$  изменяется в пределах  $(0,05...0,2)\Delta$ , где  $\Delta$  — номинальный радиальный зазор подшипника.

Так как величина коэффициента  $\mu_1$  может быть получена лишь на основе экспериментальных исследований, проведение которых авторы запланировали, параметр  $N$  в расчетах примем равным значениям из работы [7].

Обозначив плотность смазки через  $\rho = \rho(x, y, t)$ , добавим к уравнениям (1) известное уравнение неразрывности в виде:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho V_x) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho V_y) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho V_z) = 0, \quad (3)$$

где  $t$  — время.

Считая, что на границах  $y = 0, y = h$  вращение частиц смазочного материала отсутствует, граничные условия для скоростей запишем в виде

$$\begin{cases} y = 0 : V_x = V_{1x}, V_y = V_{1y}, V_z = 0, \omega_x = \omega_z = 0; \\ y = h : V_x = V_{2x}, V_y = V_{2y}, V_z = 0, \omega_x = \omega_z = 0, \end{cases} \quad (4)$$

где  $h$  — толщина смазочного слоя;  $V_{1x}, V_{2x}, V_{1y}, V_{2y}$  — проекции скоростей  $V_1$  и  $V_2$  поверхностей  $S_1$  и  $S_2$  на оси  $x, y, z$ .

Интегрируя систему уравнений (1) для случая, когда температура и параметры  $\mu_1, \gamma$  поперек смазочного слоя не меняются, получаем компоненты скоростей  $V_x, V_z, \omega_x, \omega_z$  и их градиенты [6, 9]

$$\frac{\partial V_x}{\partial y}, \frac{\partial V_z}{\partial y}, \frac{\partial \omega_x}{\partial y}, \frac{\partial \omega_z}{\partial y}.$$

Объемные расходы смазки через сечения единичной протяженности в направлении координат  $x$  и  $z$  равны:

$$q_x = \int_0^h V_x dy = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \cdot f(N, l, h) + \frac{V_{1x} + V_{2x}}{2} h; \quad (5)$$

$$q_z = \int_0^h V_z dy = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \cdot f(N, l, h), \quad (6)$$

где обозначено

$$f(N, l, h) = 1 + \frac{12l^2}{h^2} - \frac{6Nl}{h} \operatorname{ct} h \left( \frac{Nh}{2l} \right).$$

Интегрируя уравнение неразрывности (3) по координате  $y$  в пределах толщины смазочного слоя с учетом равенств (5, 6), получаем обобщенное уравнение Рейнольдса для гидродинамических давлений в тонком слое, модифицированное для микрополярной жидкости

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left[ \rho \frac{h^3}{12\mu} \cdot f(N, l, h) \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \rho \frac{h^3}{12\mu} \cdot f(N, l, h) \frac{\partial p}{\partial z} \right] = \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \rho \left( \frac{V_{1x} + V_{2x}}{2} \right) h \right] + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h). \end{aligned} \quad (7)$$

В случае радиального круглоцилиндрического подшипника (рис. 1), состоящего из втулки и цапфы, радиусы которых  $r_1$  и  $r_2$ , а угловые скорости вращения  $\omega_1$  и  $\omega_2$ , положение центра цапфы характеризуется эксцентриситетом  $e$  и углом  $\delta$ , отсчитываемым от полярной оси  $O_1 n$ , которая закреплена на втулке. Центр втулки неподвижен, а центр цапфы движется с относительной скоростью, составляющие которой на линию центров и направление, ей перпендикулярное, равны  $de/dt$  и  $e \cdot d\delta/dt$ . В системе координат  $O_{xyz}$ , где ось  $O_x$  лежит в плоскости, на которую разворачивается внутренняя поверхность  $S_1$  втулки, а ось  $O_y$  направлена по нормали к поверхности, толщина

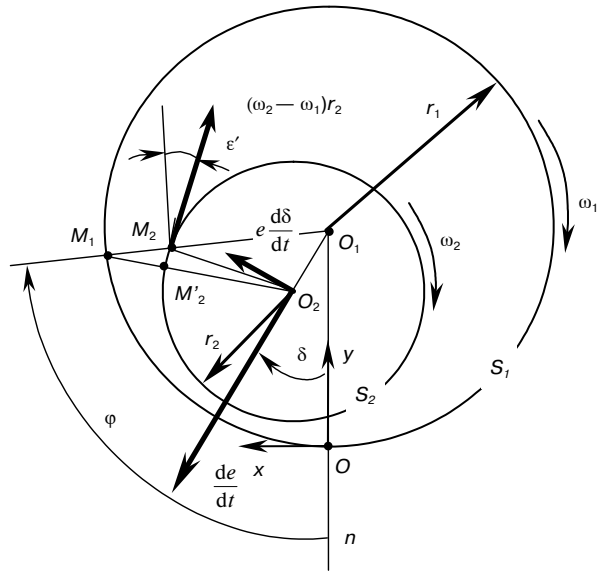


Рис. 1. Схема радиальной опоры

смазочного слоя определяется с обычной степенью приближения формулой

$$h = h^*(\varphi) - e \cos(\varphi - \delta), \quad (8)$$

где  $h^*(\varphi) = [r_1(\varphi) - r_2]$  — толщина смазочного слоя при центральном положении шипа;  $\varphi$  — угловая координата.

У рассматриваемого здесь подшипника с идеальной геометрией смазочного слоя, когда  $r_1 = r = \text{const}$ ,  $h^* = \Delta$ .

Введем ньютоновскую эффективную вязкость  $\mu_3$ , соответствующую эффективной температуре смазочного слоя  $T_3^*$ , значение которой рассчитывается из уравнения теплового баланса для смазочного слоя в целом. Это уравнение отражает равенство средних за цикл  $t_{\text{ц}}$  количеств теплоты, рассеиваемой в смазочном слое и отводимой смазкой, вытекающей в торцы подшипника [7].

Для радиального круглоцилиндрического подшипника с изотермически протекающим процессом микрополярной смазки уравнение (7) принимает вид

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[ \frac{1}{12\bar{\mu}_3} \bar{\rho} \bar{h}^3 \cdot K(N, L, \bar{h}) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right] + \\ + \frac{1}{a^2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[ \frac{1}{12\bar{\mu}_3} \bar{\rho} \bar{h}^3 \cdot K(N, L, \bar{h}) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right] = \\ = \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[ \bar{\rho} \frac{\bar{\omega}_{21}}{2} \bar{h} \right] + \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \bar{h}). \end{aligned} \quad (8)$$

где  $\bar{z} = 2z/B$ ,  $-1 < \bar{z} < 1$ ,  $a = B/2r$ ,  $B$  — ширина подшипника;  $\bar{h} = h/\Delta$ ;  $\bar{t} = \omega_0 t$ ,  $\bar{\mu}_3 = \mu_3/\mu_0$ ,  $\omega_0, \mu_0$  — характерные угловая скорость цапфы, вязкость;  $\bar{\omega}_{21} = (\omega_2 - \omega_1)/\omega_0$ ;  $\bar{h} = h/\Delta = 1 - \chi \cos(\varphi - \delta)$ ,  $\chi = e/\Delta$ ,  $\chi = \partial \chi / \partial t$ ,  $\delta = \partial \delta / \partial t$ ;  $\bar{p} = (p - p_a) \psi^2 / \mu_0 \omega_0$ ,  $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$ ,  $\rho_0, p_a$  — характерная плотность смазки, атмосферное давление;  $K(N, L, \bar{h}) = 1 + 12(1/L \bar{h})^2 - 6N/Lh \cdot \operatorname{ct} h(N L \bar{h}/2)$ ,  $L = \Delta/l$ .

### Расход смазки, потери на трение

Объемный расход смазки через сечение  $\bar{z} = \text{const}$  в направлении оси  $O_z$  для подшипника с полным охватом цапфы определяется как

$$Q_z = -r \int_0^{2\pi} q_z d\varphi. \quad (9)$$

Объемный суммарный расход в торцы подшипника с учетом выражения (6), составит

$$Q = -r \int_0^{2\pi} \frac{h^3}{6\mu_3} \frac{\partial p}{\partial z} f(N, l, h) \Big|_{z=B/2} d\varphi. \quad (10)$$

Плотность распределения мощности сил трения, обусловленных касательными напряжениями сдвига (диссипативная функция), для случая течения микрополярной жидкости определяется выражением [9]

$$D = \frac{\mu_3}{1-N^2} \left[ \left( \frac{\partial V_x}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial V_z}{\partial y} \right)^2 \right] - \frac{4\mu_3 N^2}{1-N^2} \left[ \frac{\partial V_z}{\partial y} \omega_x - \frac{\partial V_x}{\partial y} \omega_z - (\omega_x^2 + \omega_z^2) \right] + 4l^2 \mu_3 \left[ \left( \frac{\partial \omega_x}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial \omega_z}{\partial y} \right)^2 \right]. \quad (11)$$

Потери на трение определяются интегрированием функции (11) по объему смазочного слоя:

$$N = r \iint_{\Omega^-} \theta \left[ \int_0^h D dy \right] d\varphi dz, \quad (12)$$

где  $\theta$  — степень заполнения.

Для случая, когда поле давлений находится из уравнения Рейнольдса (8),  $\theta = 1$ . Интеграл берется по области  $\Omega^- = \Omega - \Omega_s$ , где  $\Omega_s$  — область источников смазки.

### Результаты расчета

Методики и алгоритмы расчета ГМХ подшипников с произвольной геометрией смазочного слоя реализованы в комплексе программ «Микрополярность» [12]. Исследование влияния параметров микрополярных жидкостей на динамику сложнонагруженных подшипников с идеальной геометрией смазочного слоя выполнены на примере расчета ГМХ шатунного подшипника коленчатого вала двигателя 4Т, производство которого организуется на ОАО «ЧТЗ-Уралтрак». Двигатель форсирован до максимальной мощности 250 л. с. при частоте вращения коленчатого вала 2100 об/мин.

Расчетный годограф нагрузок, действующих на шатунный подшипник коленчатого вала этого двигателя, представлен на рис. 2, где цифры при точках обозначают углы поворота коленчатого вала от верхней мертвой точки такта впрыскивания. У этого двигателя диаметр подшипника  $2r = 95$  мм, ширина  $B = 32$  мм, масса вращающейся части шатуна  $m_b = 3,54$  кг. Характерная толщина смазочного слоя при центральном по-

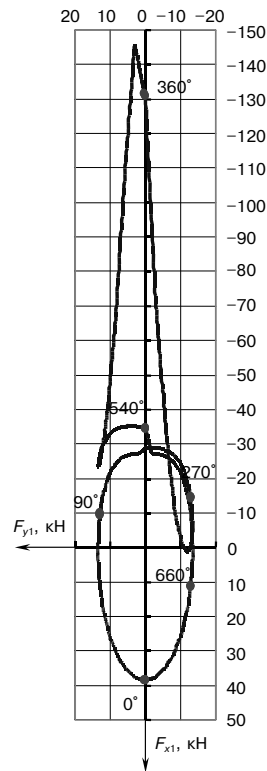


Рис. 2. Годограф нагрузок на шатунный подшипник двигателя 4Т

ложению цапфы  $h_0$  принята равной среднему радиальному зазору  $\Delta = 0,0515$ , рассчитанному исходя из допустимых отклонений размеров цапфы и вкладыша. Результаты расчета сведены в таблицу и рис. 3–4. Цифры 2, 5, 7 на графиках соответствуют номерам вариантов расчета из таблицы. Описание рассматриваемых ГМХ представлены в работе авторов [13]. Анализ результатов расчета показывает, что параметры микрополярности не изменяют принципиальный вид зависимостей ГМХ от угла поворота коленчатого вала. При фиксированном параметре  $L$  с возрастанием  $N^2$  (от 0 до 0,7) увеличивается как среднее, так и экстремальное значение толщины смазочного слоя. Максимальные гидродинамические давления в смазочном слое при этом снижаются. Потери мощности на трение в подшипнике возрастает на  $\approx 20\%$ , гидродинамические давления  $\text{sup } p_{\text{max}}$  снижаются. Среднеинтегральная температура смазочного слоя  $T_3^*$  уменьшается при этом на  $5-7^\circ\text{C}$ , а расход смазки через торцы подшипника увеличивается.

При  $L$  и  $N$  достигается предельный случай, то есть смазка теряет свойства микрополярности

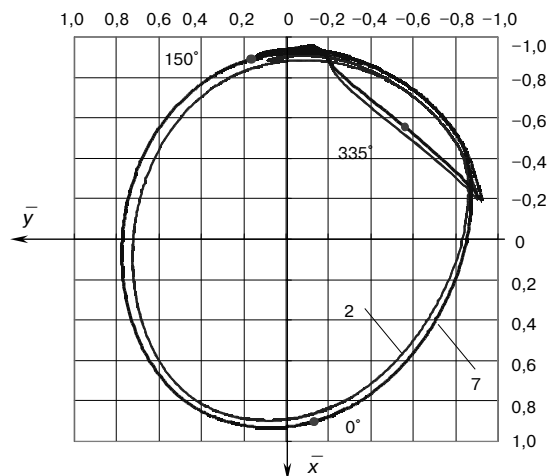


Рис. 3. Траектории движения центра цапфы шатунного подшипника

## Гидромеханические характеристики шатунного подшипника двигателя 4Т

№	Характеристики микрополярных жидкостей		Гидромеханические характеристики подшипников							
	$L$	$N^2$	$\text{inf}h_{\text{min}}$ , мкм	$\alpha_h$ , град	$h^*_{\text{min}}$ , мкм	$\text{sup}p_{\text{max}}$ , МПа	$N^*$ , Вт	$Q_M^*$ , кг/с	$T_0^*$ , °C	$\alpha_n=2,5$ , %
$T_{\text{вх}} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ , $p_{\text{вх}} = 0,5 \text{ МПа}$										
1	10	0,3	2,42	390	5,20	306,3	648,6	0,020	106,6	2
2	10	0,5	2,97	400	6,00	287,4	694,8	0,020	108,4	0
3	10	0,7	3,93	398	7,23	265,8	734,6	0,019	110,3	0
4	5	0,5	2,94	397	5,69	285,4	730,1	0,019	110,4	0
5	20	0,5	2,94	396	5,83	293,6	653,4	0,020	106,7	0
6	$\rightarrow \infty$	$\rightarrow 0$	1,88	394	4,34	335,8	569,5	0,022	103,4	12
7	Ньютоновская жидкость		1,88	394	4,34	335,8	569,5	0,022	103,4	12
$T_{\text{вх}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ , $p_{\text{вх}} = 0,5 \text{ МПа}$										
1	10	0,3	2,72	391	5,62	294,2	709,8	0,019	99,57	0
2	10	0,5	3,30	391	6,46	276,2	757,9	0,018	101,6	0
3	10	0,7	4,36	392	7,76	258,5	791,9	0,017	103,6	0
4	5	0,5	3,25	392	6,44	273,7	796,1	0,017	103,8	0
5	20	0,5	3,27	391	5,27	283,2	710,0	0,019	99,6	0
6	$\rightarrow \infty$	$\rightarrow 0$	2,19	389	4,84	316,1	640,9	0,020	96,6	3,6
7	Ньютоновская жидкость		2,19	389	4,84	316,1	640,9	0,020	96,6	3,6

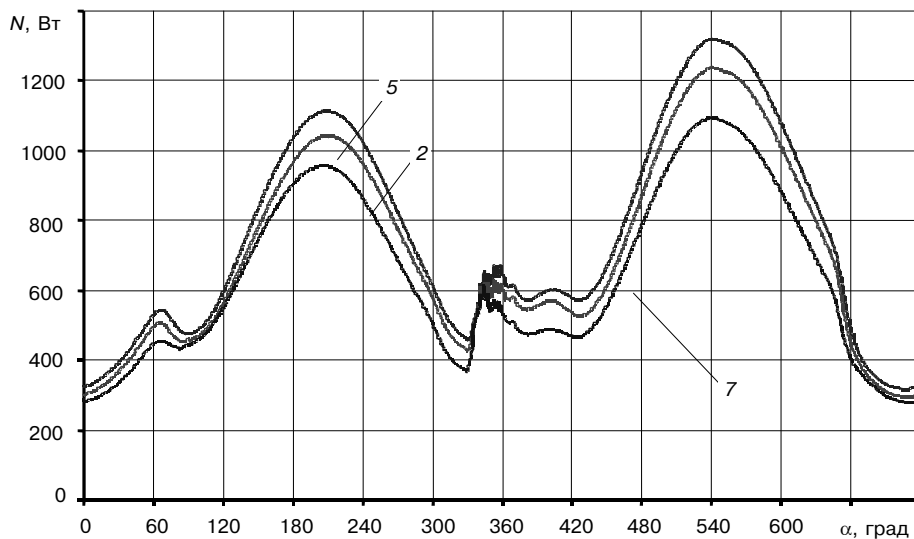


Рис. 4. Зависимость потерь мощности на трение

и становится ньютоновской. Это подтверждается полным совпадением результатов расчетов № 6 и № 7 (см. таблицу). Следовательно, при очень малом характерном размере микрочастиц, содержащихся в смазочном материале, они не вносят в механизм смазки неньютоновских свойств.

При увеличении температуры подачи смазки в подшипниковый узел (см. таблицу) наблюдается снижение толщины смазочного слоя, которая для некоторых вариантов расчета становится меньше 2 мкм. Потери на трение при этом уменьшаются на 10–12 %.

Отметим, что результаты расчета ГМХ нагруженных подшипников конечной длины получены впервые. При этом поле давлений в смазочном слое находилось интегрированием уравнения Рейнольдса (8) при граничных условиях Свифта–Штибера с использованием высо-

коэффициентных алгоритмов, ранее разработанных авторами.

Остаются актуальными задачи расчета ГМХ подшипников, смазываемых микрополярными жидкостями, с учетом произвольной геометрии смазочного слоя, деформаций поверхностей втулки подшипника, кавитации.

Естественно, что полученные результаты окажутся ценными для практики только в случае экспериментального обоснования величины параметров микрополярности  $N$  и  $L$ .

*Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 07-08-00554).*

## Литература

1. Eringen A. C. Theory of micropolar fluids // J. Math. Mech, Vol. 16, 1966, — P. 1–18.
2. Аллен, Клайн. Теория смазки для микрополярных жидкостей // Прикладная механика. — М.: Мир. — 1971. — № 3. — С. 67–71.
3. Пракаш, Кристенсен. Микроконтинуальная теория входной области упругогидродинамических контактов // ASME. — 1976. — С. 24–30.
4. Пракаш, Синха. Теория сдвигания пленок микрополярных жидкостей // Проблемы трения и смазки. — 1976. — № 1. — С. 147–153.
5. Пракаш, Синха. Циклическое сдвигание пленки в радиальных подшипниках с микрополярной смазкой // Проблемы трения и смазки. — 1976. — № 3.

— С. 67–73.

6. Прокопьев В. Н., Анисимова Н. В. Динамика радиальных опор скольжения, смазываемых микрополярными жидкостями // Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей: Науч. тр. / ЧПИ. — 1982. — № 276. — С. 48–65.

7. Прокопьев В. Н. Прикладная теория и методы расчета гидродинамических сложнонагруженных опор скольжения. Дис. ... докт. техн. наук. — Челябинск : ЧПИ. — 1985. — 455 с.

8. Tumei. Анализ смазки подшипников микрополярными жидкостями и его применение к коротким подшипникам // Проблемы трения. — 1979. — Т. 101, — № 3. — С. 123–131.

9. Xiao-Li Wang, Ke-Oin Zhu. Numeric analysis of journal bearings lubricated with micropolar fluids including thermal and cavitating effects // J. Tribology International. — Vol. 39. — 2006. — P. 227–237.

10. Прокопьев В. Н., Бояришнова А. К., Задорожная Е. А. Динамика сложнонагруженного подшипника, сма-

зываемого неньютоновской жидкостью // Проблемы машиностроения и надежности машин. — 2005. — № 6. — С. 108–114.

11. Прокопьев В. Н., Караваев В. Г. Термогидродинамическая задача смазки сложнонагруженных опор скольжения неньютоновскими жидкостями // Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение. — 2003. — № 1 (17). — Вып. 3. — С. 56–66.

12. Прокопьев В. Н., Караваев В. Г., Задорожная Е. А., Леванов И. Г., Чернейко С. В. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения, смазываемых микрополярными жидкостями «Микрополярность». Отправлен на регистрацию в Федеральную службу по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, — 2009.

13. Прокопьев В. Н., Задорожная Е. А., Леванов И. Г. Влияние неньютоновских свойств масел на нагруженность шатунных подшипников коленчатого вала // Двигателестроение. — 2008. — № 3. — С. 40–42.

## ПАМЯТИ В. Н. ПРОКОПЬЕВА

**6 января 2009 г. на 70-м году жизни скоропостижно скончался заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета, доктор технических наук, профессор**

### Валерий Никифорович Прокопьев

В. Н. Прокопьев родился 13 марта 1939 г. в селе Половинное Курганской области. В 1960 г. он окончил ЧПИ по специальности «Автомобильный транспорт» и был распределен на Копейский авторемонтный завод, где работал мастером, инженером-технологом, начальником технического отдела. С 1962 г. продолжил работу в ЧПИ-ЮУрГУ. В 1965 г., окончив аспирантуру при Московском автомобильно-дорожном институте, защитил диссертацию. Вернулся на кафедру, где работал ассистентом, ст. преподавателем, доцентом, с 1976 г. — заведующим кафедрой «Автомобильный транспорт». Вел основные профилирующие курсы.

За годы работы в ЮУрГУ В. Н. Прокопьев воспитал целое поколение исследователей, инженеров, преподавателей. Его лекции и консультации с теплотой вспоминают выпускники прошлых лет и нынешние дипломники. Его требовательность к себе и другим и высочайшая работоспособность являлись примером для всех сотрудников и студентов кафедры.

Научные работы В. Н. Прокопьева были связаны с диагностикой технического состояния автомобилей и триботехникой. Он был первопроходцем в разработке первых диагностических стендов для автомобилей.

В 1986 г. В. Н. Прокопьев защитил докторскую диссертацию «Прикладная теория и методы расчета гидродинамических сложнонагруженных опор скольжения», создав прочный фундамент для дальнейшего развития направления. В это же время он вошел в состав Научного Совета по трению и износу Академии наук СССР, а с 1988 г. — назначен научным руководителем вузовско-академической лаборатории «Триботехника», основными направлениями работы которой стали гидродинамические трибосопряжения и системы их смазки. Здесь проводились фундаментальные исследования в области нелинейной динамики жидкостных опор скольжения, теории течения смазки в тонких слоях, ограниченных упругими поперностями, газированных и неньютоновских смазок. Решались прикладные задачи по моделированию: подшипников скольжения многоопорных валов поршневых и роторных машин, динамики трибосопряжения поршень-цилиндр, опор быстроходных роторных машин, смазочных систем тепловых двигателей.

Под руководством В. Н. Прокопьева проводились Всесоюзные конференции и школы-семинары по новым методам расчета гидродинамических подшипников скольжения.

Результаты исследований отражены в 200 научных статьях, 10 авторских свидетельствах и патентах, докладах многих международных конференций в России, Греции, Югославии, Германии, Израиле, Великобритании, Австрии, США. За разработку диагностического оборудования он был отмечен золотыми (1978, 1983), серебряными (1977, 1982) и бронзовыми (1979, 1980) медалями ВДНХ СССР. Под его руководством защищено 20 кандидатских и 2 докторские диссертации. Он заслуженный работник высшей школы, почетный работник автомобильного транспорта, академик Российской академии транспорта, награжден орденом «За заслуги перед Отечеством».

Всю свою энергию и знания В. Н. Прокопьев отдавал Южно-Уральскому государственному университету, авторемонтному факультету, кафедре. Жизнь его внезапно оборвалась на рабочем месте. Светлую память о Валерии Никифоровиче мы навсегда сохраним в наших сердцах.

*Коллектив кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета  
Сотрудники ООО ГСКБ «Трансдизель»*

