

В. С. МАЙОРОВ

## МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Рассмотрены причины износа гидродинамических подшипников скольжения и способы повышения надежности их работы. Предложена новая конструкция подшипника, составлена математическая модель и приведены данные компьютерного расчета, а также результаты физического моделирования.

**Ключевые слова:** гидродинамический подшипник скольжения, несущая способность, эксцентриситет, коэффициент запаса надежности.

Подшипники скольжения получили широкое применение в качестве опор валов и осей благодаря особенностям своей конструкции. Данные подшипники могут применяться при вибрационных нагрузках, особо высоких частотах вращения, для точных опор с постоянной жесткостью, для опор с малыми радиальными размерами, для разъемных опор, при работе в экстремальных условиях.

Принцип работы подшипников скольжения основан на способности воспринимать нагрузку, обеспечивая разделение трущихся поверхностей слоем смазочного материала до полного исключения их непосредственного контакта. Однако несмотря на то, что подшипник, работающий в режиме жидкостного трения, теоретически не должен быть подвержен износу, существует проблема износа опорных поверхностей таких подшипников. В частности, недостаточная надежность подшипников скольжения, применяемых в локомотивных двигателях внутреннего сгорания, приводит к серьезным неисправностям и длительному простоя подвижного состава. Повышенный износ подшипников в данных системах связан с воздействием переменных по величине и направлению нагрузок, обусловленных спецификой работы цилиндров и влиянием неуравновешенных масс. Вследствие воздействия этих факторов даже

в установившемся режиме работы цапфа совершает колебания внутри подшипника, причем амплитуда этих колебаний достаточна, чтобы нарушить условие обеспечения жидкостного трения и привести к повышенному износу.

Один из наиболее эффективных методов повышения надежности подшипников скольжения — увеличение толщины смазочного слоя. Существуют различные способы достижения данного эффекта, например, создание многоклиновой конструкции подшипника, применение электрических и магнитных центрирующих устройств. Однако в ряде случаев такие способы неприменимы из-за сложности получаемой конструкции. В настоящей статье рассматривается новая конструкция гидродинамического подшипника скольжения, предназначенного для использования на железнодорожном транспорте и обладающего повышенной надежностью благодаря особой форме рабочей поверхности, предложенной проф. К. Н. Войновым и исследованной автором статьи.

Работа гидродинамического подшипника скольжения в режиме жидкостного трения возможна, если смазка образует прочную достаточно толстую пленку. Контактное трение, являющееся главным фактором износа подшипников, возникает в случае, когда минимальная толщина смазочной пленки ( $h_{\min}$ ) меньше ее критической толщины ( $h_{\min \text{кр}}$ ).

Надежность работы гидродинамического подшипника скольжения характеризуется коэффициентом запаса надежности, значения которого для подшипников различных двигателей рассчитываются по формуле [1, 2]

$$x = \frac{h_{\min}}{h_{\min \text{кр}}}.$$

Устойчивое положение цапфы в смазочной жидкости характеризуется равновесием внешней нагрузки, передаваемой цапфой на опору, и равновесием гидродинамических сил слоя смазки. При изменении скорости вращения вала центр цапфы перемещается по траектории, близкой к полуокружности диаметром  $\delta_1 = 0,5s$ , где  $s$  — зазор между цапфой и подшипником. При положении центра цапфы на этой кривой, называемой кривой подвижного равновесия [3], внешняя нагрузка и возникающие в смазочном слое гидродинамические силы находятся в равновесии.

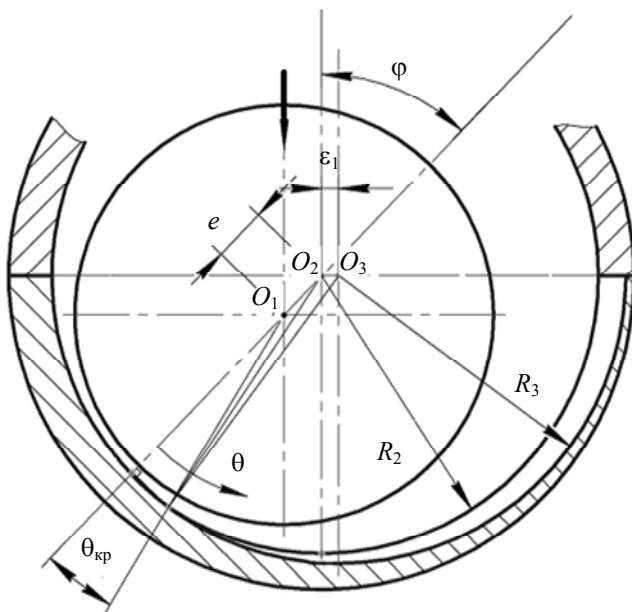


Рис. 1

Для простоты построим решение на основе уравнения Зоммерфельда. С учетом всех допущений [4, 5] получим следующее уравнение для расчета гидродинамических давлений:

Таким образом, центровку цапфы можно улучшить, изменив положение дуги подвижного равновесия за счет изменения конфигурации рабочей поверхности подшипника.

Положение цапфы относительно вкладыша подшипника определяется углом  $\varphi$  между линией действия нагрузки  $P$  и линией центров, а также величиной эксцентриситета  $e$ .

Для подшипника с гладкой рабочей поверхностью, где цапфа при увеличении скорости движется по полуокружности с радиусом  $\delta_1/2$ , эксцентриситет можно вычислить как

$$e = \delta_1 \cos \varphi.$$

Для исследования свойств подшипника новой конструкции, расчетная схема которого показана на рис. 1, составим его математическую модель.

$$\Delta p(\theta) = \frac{6\mu V R_1}{\delta_1^2} \frac{\alpha^2}{2\alpha^2 + 1} \frac{\sin \theta}{\alpha - \cos \theta} \left( 1 + \frac{\alpha}{\alpha - \cos \theta} \right), \quad (1)$$

где  $\alpha = \delta_1/e$  — отношение радиального зазора к эксцентриситету;  $R_1$  — радиус цапфы;  $V$  — окружная скорость цапфы;  $\mu$  — динамическая вязкость;  $\theta$  — угловая координата.

Формула (1) подходит для подшипника с гладкой рабочей поверхностью, однако для расчета подшипника предлагаемой конструкции в нее необходимо внести изменения.

В новом варианте подшипника благодаря наличию канавок с радиусом кривизны, отличным от радиуса кривизны опорной поверхности, конечная точка траектории движения цапфы при увеличении скорости вращения не будет совпадать с центром  $O_2$  опорной поверхности. Положение этой точки относительно центра кривизны опорной поверхности определяется как расстояние от нее до центра кривизны опорной поверхности:

$$\varepsilon_2 = \frac{\arccos\left(\frac{R_2^2 + \varepsilon_1^2 - R_3^2}{2R_2\varepsilon_1}\right) \varepsilon_1 l_k}{\pi l_{\Pi}}, \quad (2)$$

где  $l_k$  — суммарная ширина канавок, мм;  $l_{\Pi}$  — длина подшипника, мм;  $R_2$  — радиус подшипника, мм;  $R_3$  — радиус канавок, мм;  $\varepsilon_1$  — смещение центра кривизны канавок, мм.

Радиус дуги траектории в данном случае вычисляется как

$$\delta_2/2 = \sqrt{\left(\frac{\delta_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{\varepsilon_2}{2}\right)^2}.$$

Таким образом, эксцентриситет для данного подшипника может быть вычислен по формуле

$$e = \sqrt{\frac{\delta_2^2}{2} \left( 1 + \cos \left( 2\varphi + 2 \cos \left( \frac{(\delta_2/2)^2 + (\delta_1/2)^2 - (\varepsilon_2/2)^2}{\delta_1 \delta_2 / 2} \right) \right) \right)}.$$

Угловые координаты  $\theta_1, \theta_2$  границ несущего слоя определяются по формулам

$$\theta_1 = \pi - \arcsin \left( \frac{R_2 \cos \varphi}{\sqrt{R_2^2 + e^2 + 2R_2 e \sin \varphi}} \right),$$

$$\theta_2 = -\arcsin \left( \frac{R_2 \cos \varphi}{\sqrt{R_2^2 + e^2 - 2R_2 e \sin \varphi}} \right).$$

Введем в расчет дополнительный параметр  $\theta_{кр}$ , определяющий угловую координату точки выхода канавки на рабочую поверхность; значение параметра  $\theta_{кр}$  зависит от угла  $\gamma$  охвата канавки.

Если  $\varphi = \gamma - \pi/2$ , то  $\theta_{кр} = 0$ .

Если  $\varphi < \gamma - \pi/2$ , то

$$\theta_{кр} = \pi - \arcsin \left( \frac{-R_2 \cos(\varphi - \gamma)}{\sqrt{R_2^2 + e^2 - 2R_2 e \sin(\varphi - \gamma)}} \right).$$

Если  $\varphi > \gamma - \pi/2$ , то

$$\theta_{кр} = \arcsin \left( \frac{R_2 \cos(\varphi - \gamma)}{\sqrt{R_2^2 + e^2 - 2R_2 e \sin(\varphi - \gamma)}} \right) - \pi.$$

Таким образом, при  $\theta = \theta_2 \dots \theta_{кр}$  избыточное гидродинамическое давление  $\Delta p(\theta)$  определяется по формуле (1), а при  $\theta = \theta_{кр} \dots \theta_1$  — по формуле

$$\Delta p(\theta) = \frac{6\mu V R_1}{(\delta')^2} \frac{(\alpha')^2}{2(\alpha')^2 + 1} \frac{\sin(\theta + \lambda)}{\alpha' - \cos(\theta + \lambda)} \left( 1 + \frac{\alpha'}{\alpha' - \cos(\theta + \lambda)} \right),$$

где  $\delta' = R_3 - R_1$ ,  $\alpha' = \delta' / \sqrt{e^2 + \varepsilon_1^2 + 2e\varepsilon_1 \sin \varphi}$ ,  $\lambda = \arcsin \frac{\varepsilon_1 \cos \varphi}{\sqrt{e^2 + \varepsilon_1^2 + 2e\varepsilon_1 \sin \varphi}}$ .

В результате получим зависимость поля распределения гидродинамического давления  $\Delta p$ , несущей способности смазочного слоя  $P$  и положения цапфы вала в подшипнике от геометрии рабочей поверхности подшипника и скорости вращения вала. Наибольший практический интерес представляет функция  $e = f(P)$ .

Исследования проводились на образцах подшипников с радиусом рабочей поверхности  $R_2 = 30$  мм. Угол охвата канавок подшипника предлагаемой конструкции  $\gamma = 90^\circ$ , максимальная глубина канавок 0,4 мм. График  $e = f(P)$  для этих образцов при частоте вращения вала  $n = 2750$  об/мин показан на рис. 2.

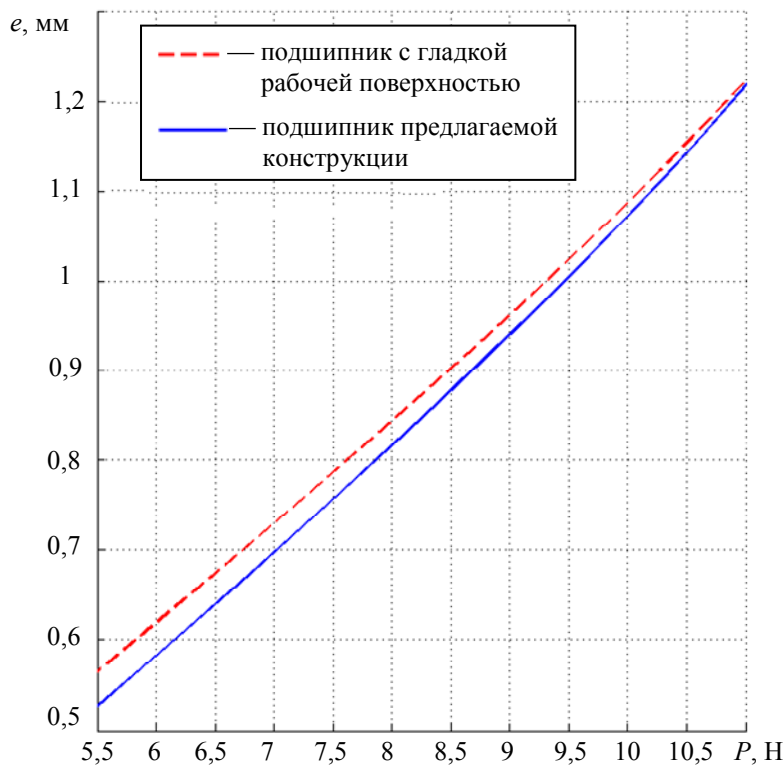


Рис. 2

Анализ графика показывает, что при одинаковой нагрузке значение эксцентриситета для подшипника предлагаемой конструкции меньше, чем для подшипника с гладкой рабочей поверхностью, что свидетельствует о его более высокой надежности:

$$x_{расч} = \frac{\delta_1 - e}{h_{мин кр}}.$$

Для подтверждения точности описанной математической модели автором был создан лабораторный стенд для испытаний гидродинамических подшипников скольжения. Стенд оснащен бесконтактной измерительной системой, состоящей из датчиков Холла и цифровой преобразовательной платы, и позволяет отслеживать отклонение осей вала и подшипника. Использование привода на основе инвертора с цифровым управлением обеспечивает регули-

ровку частоты вращения двигателя. Таким образом, стенд позволяет исследовать характеристики смазочного слоя в зависимости от скорости вращения вала. Общий вид стенда показан на рис. 3.



Рис. 3

Расчетные данные для исследованных образцов хорошо согласуются с опытными. Отклонение измеренной разности эксцентриситетов от расчетной для подшипника с гладкой рабочей поверхностью и предлагаемого подшипника не превышает 10 %.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Симсон А. Э. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Тепловозные дизели и газотурбинные установки. М.: Транспорт, 1980. 385 с.
2. Володин А. И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания. М.: Транспорт, 1990. 256 с.
3. Чернавский С. А. Подшипники скольжения. М.: Машгиз, 1963. 244 с.
4. Емцев Б. Т. Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение, 1978. 464 с.
5. Попов Д. Н., Панаиотти С. С., Рябинин М. В. Гидромеханика. М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2002. 384 с.

**Владимир Сергеевич Майоров**

#### *Сведения об авторе*

— аспирант; Петербургский государственный университет путей сообщения, кафедра теории механизмов и робототехнических систем;  
E-mail: mayorov.pgups@gmail.com

Рекомендована кафедрой  
теории механизмов  
и робототехнических систем

Поступила в редакцию  
20.04.11 г.