

МЕТОД РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК ПРОФИЛИРОВАННОЙ ОПОРЫ СКОЛЬЖЕНИЯ

Д. В. Рукавишников, ст. преподаватель;

И. Д. Шевченко, канд. техн. наук, доцент

Национальный университет кораблестроения, г. Николаев

Аннотация. Разработана методика, получены аналитические зависимости и выполнен расчет распределения давления масла и несущей способности опоры скольжения в изовязкостной постановке для случаев круглой и профилированной втулок. Результаты расчета показали целесообразность применения профилированных опор скольжения.

Ключевые слова: безэксцентриситетная профилированная гидродинамическая опора, форма смазочного слоя, аналитический расчет.

Анотація. Розроблено методику, отримано аналітичні залежності й виконано розрахунок розподілу тиску мастила та несучої здатності опори ковзання в ізов'язкісній постановці для випадків круглої та профільованої втулок. Результати розрахунку продемонстрували доцільність використання профільованих опор ковзання.

Ключові слова: безэксцентриситетна профільована гідродинамічна опора, форма мастильного шару, аналітичний розрахунок.

Abstract. The methodology is developed, analytical dependencies are achieved and calculation of distribution of the oil pressure and bearing capacity of skid base for the cases of circular and shaped sleeves is done. The calculation results have shown the practicability of profiled slider bearings.

Keywords: shaped hydrodynamic bearing, lubricating layer shape, analytical calculation.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В последние годы установилась тенденция повышения скоростей валов и увеличения нагрузок на радиальные подшипники. Это привело к нарушению работоспособности таких опор, а в ряде случаев и к выходу их из строя. Таким образом, возникает необходимость в обеспечении работоспособности радиальных подшипников быстровращающихся валов. Это может быть достигнуто рациональным профилированием втулок таких валов.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В настоящий момент существует достаточно большое число работ, посвященных расчетам подшипников скольжения. Для круглой втулки в [6] предложен полуаналитический метод расчета. Приближенный проверочный расчет радиальных и упорных подшипников скольжения приводится в [1]. В [2] предлагается алгоритм расчета подшипников с цилиндрической и эллиптической расточками для случаев изотермического ламинарного течения масла на основе эмпирических зависимостей, представленных в табличной форме. Точность такого расчета ограничена величиной шага табличных параметров. Достаточно полно математическая сторона вопроса для подшипников с круглой втулкой изложена в [3 и 4]. В [5] предложена система дифференциальных уравнений, описывающих движение масляного слоя и распределение давления в этом слое для подшипников конечной

длины. Вопросы динамики упорных подшипников скольжения рассматриваются в [9]. Вместе с тем следует отметить отсутствие или весьма незначительное количество работ, посвященных расчету опор скольжения с профилированными втулками [10].

ЦЕЛЬ РАБОТЫ — разработка метода расчета характеристик гидродинамической опоры скольжения для случаев круглой и профилированной втулок подшипника, а также применение его для проверки целесообразности использования опор скольжения с профилированными втулками.

Актуальность работы состоит в необходимости контрольной проверки решений, которые предполагаются осуществить при численном решении [8] двух уравнений гидродинамической теории смазки радиальных подшипников.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В общем случае поставленная задача не имеет аналитического решения, поэтому приходится на некоторых этапах прибегать к численным методам. Вместе с тем для вала значительной длины можно принять, что подшипник имеет бесконечную длину в направлении оси вращения, а движение смазки в зазоре между шипом и вкладышем подшипника является плоским. Это позволяет в дальнейшем перейти к аналитическим зависимостям.

Рассмотрим круглый вал радиуса R' , вращающийся в круглой втулке радиуса R (рис. 1). Диапазон изменения радиус-вектора r в зазоре между

окружностями будет $R' \leq r \leq R$. Нагрузка на вал принимается вертикальной, а вязкость μ — постоянной.

Запишем уравнения движения смазки в несущем зазоре подшипника [6]

$$\mu \frac{\partial^2 V_\varphi}{\partial r^2} = \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \varphi}; \quad \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{1}{R} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} = 0. \quad (1)$$

Граничные условия для данных уравнений имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} V_\varphi &= \omega R \text{ при } r=R_{\text{вал}}; \\ V_\varphi &= 0 \text{ при } r=R_{\text{втулок}}. \end{aligned} \quad (2)$$

Решая систему уравнений (1) с учетом граничных условий (2), можно получить следующее выражение для давления в масляном слое:

$$p(\varphi, \varphi_{\min}) = 6\mu\omega R^2 \int_0^\varphi \frac{d\varphi}{h^2(\varphi, \varphi_{\min})} - 12\mu RQ \int_0^\varphi \frac{d\varphi}{h^3(\varphi, \varphi_{\min})}, \quad (3)$$

где μ — динамическая вязкость; ω — циклическая частота вращения вала; R — радиус втулки; h — величина зазора; Q — расход масла через зазор подшипника; φ — угол, в котором определяется давление масла; φ_{\min} — угол с минимальным зазором между валом и втулкой.

Для круглой втулки величина зазора определяется зависимостью (рис. 2)

$$h(\varphi) = \varepsilon(1 - \lambda \cdot \cos(\varphi)) \text{ для } \varphi_{\min} = 0^\circ$$

либо

$$h(\varphi, \varphi_{\min}) = \varepsilon(1 - \lambda \cdot \cos(\varphi_{\min} - \varphi)).$$

Для профилированной втулки

$$h(\varphi) = \delta + \varepsilon \cdot (1 + \lambda \cdot \cos(\varphi_{\min} - \varphi)),$$

где $\delta = h_{\max} \cdot m^{-\text{tg}(\frac{\varphi}{\delta})}$ — отклонение радиуса втулки от номинала, $h_{\max} = 0.01 \cdot 10^{-3}$ м.

Радиус $R(\varphi)$ профилированной втулки изменяется согласно зависимости (рис. 3) $R(\varphi) = R_{\text{ном}} + \delta$. Примеры расчета толщины масляного слоя показаны на рис. 4.

Горизонтальная составляющая реакции опоры в зависимости от угла минимального зазора φ_{\min} :

$$f_x(\varphi_{\min}) = \int_0^\pi p(\varphi, \varphi_{\min}) \cdot \cos(\varphi) \cdot R_{\text{ном}} \cdot L d\varphi. \quad (4)$$

Решение уравнения (4) позволяет определить угол φ_{\min} .

Искомой величиной является вертикальная составляющая реакции опоры. Она определяется зависимостью

$$f_y(\varphi_{\min}) = \int_0^\pi p(\varphi, \varphi_{\min}) \cdot \sin(\varphi) \cdot R_{\text{ном}} \cdot L d\varphi. \quad (5)$$

При решении уравнений (4) и (5) с учетом (3) использовалась следующая последовательность действий для определения несущей способности традиционной и профилированной опор скольжения:

1. Решаем численно уравнение (4) и определяем угловую координату φ_{\min} положения вала во втулке.

2. Определяем по формуле (5) вертикальную составляющую P_y реакции опоры при фиксированном минимальном зазоре h_{\min} .

3. Выполняем сравнение реакций P_y для профилированной и круглой втулок опоры, на базе которого устанавливаем преимущество сконструированной опоры.

Решение проведено для профилированной и круглой втулок радиального подшипника скольжения с исходными данными: отношение минимального и максимального зазоров $m = \frac{h_{\max}}{h_{\min}} = 10,765$; радиус вала

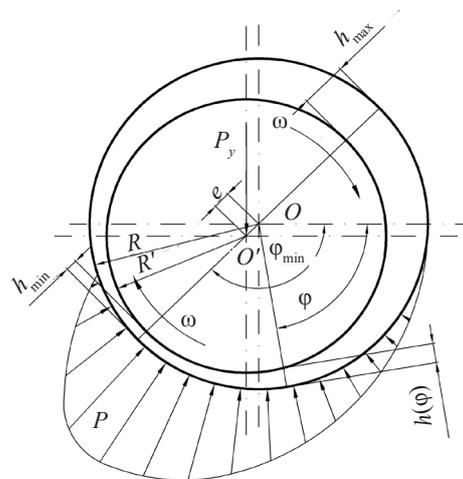


Рис. 1. Схема и принцип работы опоры скольжения

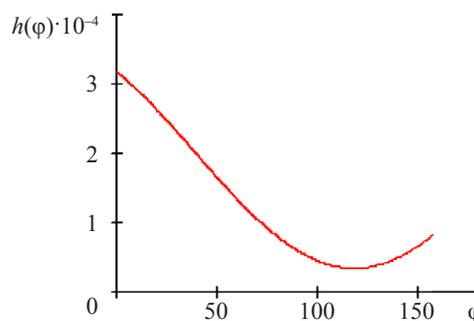


Рис. 2. Величина зазора h , м, для $\varphi_{\min} = 135^\circ$ (2,3 рад)

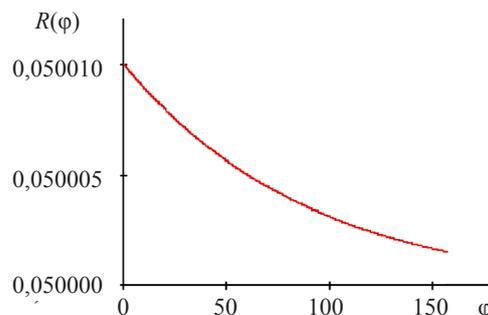


Рис. 3. Изменение радиуса втулки R , м, в зависимости от угловой координаты φ , рад

$R=0,05$ м; частота вращения вала — 500 об/мин; радиальный зазор $\varepsilon=0,2 \cdot 10^3$ м; вязкость масла $\mu=0,0706$ Па·с; относительный эксцентриситет $\lambda=e/\varepsilon 0,83$; длина подшипника $L=0,1$ м.

Расход масла Q определяется по формуле

$$Q(\varphi_{\min}) = \frac{1}{2} \omega R \frac{\int_0^{2\pi} \frac{d\varphi}{h(\varphi, \varphi_{\min})^2}}{\int_0^{2\pi} \frac{d\varphi}{h(\varphi, \varphi_{\min})^3}}$$

Зависимость расхода смазки от угла φ показана на рис. 5. Видно, что смещение вала в профилированной втулке оказывает большее влияние на расход масла в опоре скольжения.

Зависимость давления p от угла φ для профилированной (а) и круглой (б) втулок, вычисленную по формуле (3), иллюстрирует рис. 6. Из графиков видно, что для профилированной опоры распределение давлений в меньшей степени зависит от положения вала, а также в меньшей степени выражен участок отрицательного давления по сравнению с традиционной опорой скольжения. Это дает основание полагать, что за счет более

равномерного распределения давления по смазочному слою имеет место более высокая несущая способность опоры скольжения с профилированной втулкой.

При решении уравнения (4) угол φ_{\min} минимального зазора для опор с круглой и профилированной втулками составил соответственно $\varphi_{\min}=113,73^\circ$ — для круглой втулки; $\varphi_{\min}=135,85^\circ$ — для профилированной втулки.

Расчеты показали, что профилирование втулки приводит к увеличению несущей способности опоры на 15 % при одинаковом минимальном зазоре между валом и втулкой.

ВЫВОДЫ

Разработанный аналитический метод и проведенный расчет давления в смазочном слое и несущей способности опоры скольжения для случаев круглой и профилированной втулок показали целесообразность применения профилированных опор скольжения.

Дальнейшие исследования будут направлены на численное решение уравнений гидродинамической теории смазки радиальных подшипников с профилированной втулкой.

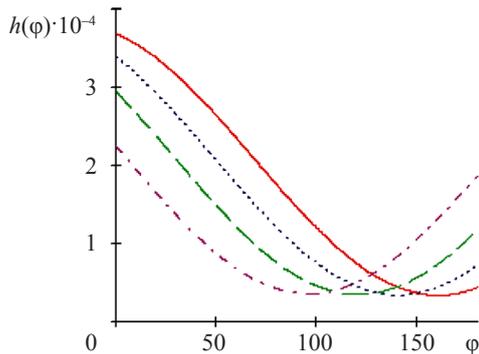


Рис. 4. График толщины масляного слоя, м, в профилированной опоре скольжения для различных вариантов положения вала в круглой втулке, град: — 160; — 140; — 120; — 95

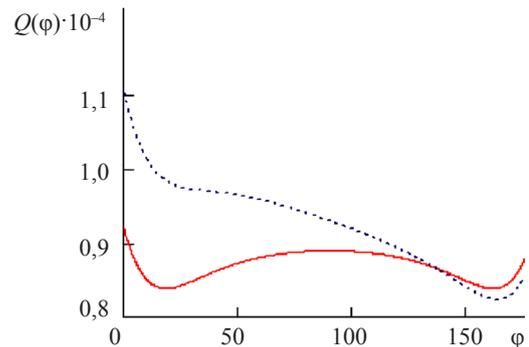
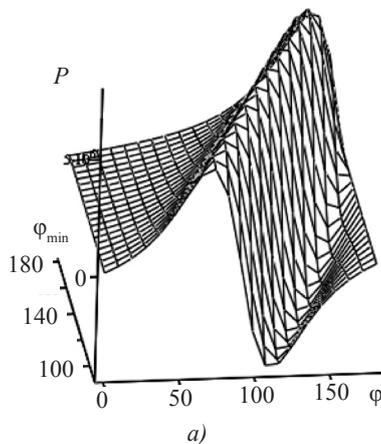
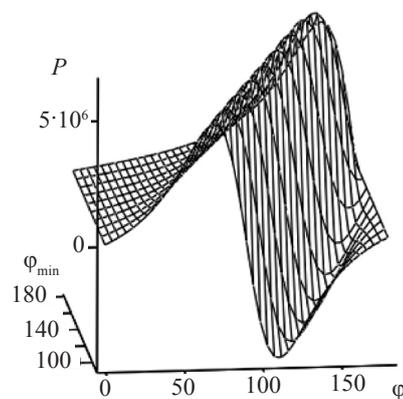


Рис. 5. Зависимость расхода масла Q , м³/с, от положения вала φ_{\min} , град, при неизменном минимальном зазоре $h_{\min}=0,034$ мм: — круглая втулка; — профилированная втулка



а)



б)

Рис. 6. Зависимость давления P , Па, в масляном слое от положения вала для профилированной (а) и круглой (б) втулок

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Анурьев, В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя [Текст] : в 3 т. Т. 2. / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестяковой. — 8-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 2001. — 912 с.
- [2] **Воскресенский, В. А.** Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка) [Текст] : справочник / В. А. Воскресенский, В. И. Дьяков. — М. : Машиностроение, 1980. — 224 с.
- [3] **Галахов, М. А.** Математические модели контактной гидродинамики [Текст] / М. А. Галахов, П. Б. Гусятников, А. П. Новиков. — М. : Наука, 1985. — 296 с.
- [4] **Галахов, М. А.** Дифференциальные и интегральные уравнения математической теории трения [Текст] / М. А. Галахов, П. П. Усов. — М. : Наука, 1990. — 277 с.
- [5] **Галлеев, А. М.** Влияние сил инерции на распределение давления в коническом подшипнике скольжения [Текст] / А. М. Галлеев, Г. А. Поспелов // Сб. трудов КХТИ. Сер. 13. — Казань, 1969. — С. 6–12.
- [6] **Лойцянский, Л. Г.** Механика жидкости и газа [Текст] : учеб. для вузов / Л. Г. Лойцянский. — 7-е изд., испр. — М. : Дрофа, 2003. — 840 с.
- [7] **Пасконов, В. М.** Численное моделирование процессов тепло- и массообмена [Текст] / В. М. Пасконов, В. И. Полежаев, Л. А. Чудов. — М. : Наука, 1984. — 288 с.
- [8] **Петров, И. Б.** Лекции по вычислительной математике [Текст] : учеб. пособие / И. Б. Петров, А. И. Лобанов. — М. : Интернет-университет информационных технологий; БИНОМ. Лаборатория знаний, 2006. — 523 с.
- [9] **Романовский, Г. Ф.** Динамика упорных подшипников скольжения судовых турбомашин [Текст] : монография / Г. Ф. Романовский, Н. Я. Хлопенко. — Николаев : НУК, 2007. — 140 с.
- [10] **Шевченко, И. Д.** Математическая модель безэксцентриситетной гидродинамической опоры скольжения при различных формах смазочного слоя [Текст] / И. Д. Шевченко, Н. Н. Ивахненко, Д. В. Рукавишников // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій : зб. наук. праць / Дніпропетровський національний університет. — Дніпропетровськ : Ліра, 2011. — Вип. 16. — С. 275–285.

© Д. В. Рукавишников, І. Д. Шевченко

Надійшла до редколегії 16.05.2012

Статтю рекомендує до друку член редколегії Вісника НУК
д-р техн. наук, проф. *М. Я. Хлопенко*

Статтю розміщено у Віснику НУК № 3, 2012