

УДК 62-144.3

Разработка программного модуля для гидродинамического расчета подшипников скольжения коленчатого вала двигателя

Новокшонов Антон Сергеевич

novokshonovas@student.bmstu.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Аннотация. Рассмотрена задача определения давления в тонком масляном зазоре подшипников скольжения коленчатого вала двигателя на основании решения уравнения Рейнольдса. Разработанный алгоритм решения включает в себя учет влияния кавитации и уровня давления на вязкость масла (зависимость Баруса). Для высокофорсированного двигателя выполнен расчет распределение давления в масляном зазоре и минимальной толщины смазочного слоя. Сделаны выводы о возможности использования разработанного модуля в задачах уточнения расчетов сопряженных деталей двигателя, в том числе циклической прочности коленчатого вала.

Ключевые слова: подшипник скольжения, уравнение Рейнольдса, трение, распределение давления, зазор, метод Нелдера — Мида

Development of a model to refine calculation methods for plain bearings of small aircraft engines

Novokshonov Anton Sergeevich

novokshonovas@student.bmstu.ru

BMSTU, Moscow, Russia

Abstract. The study addresses the problem of determining the pressure distribution in the thin oil film of crankshaft journal bearings based on the solution of the Reynolds equation. The developed numerical algorithm incorporates the effects of cavitation and the pressure dependence of oil viscosity (Barus relation). For a high-performance engine, calculations of the pressure distribution in the oil film and of the minimum lubricant film thickness have been carried out. The results demonstrate the applicability of the developed module for refining the calculations of interacting engine components, including the cyclic strength of the crankshaft.

Keywords: crankshaft journal bearings, Reynolds equation, friction, pressure distribution, gap, Nelder — Mead method

Введение. В поршневых двигателях в процесс преобразования тепловой энергии в механическую происходит взаимодействие подвижных деталей, которые при этом подвергаются как трению, так и изнашиванию в процессе работы. Зачастую такому взаимодействию уделяется недостаточное внимание, хотя с ростом удельных нагрузок это становится определяющим фактором, определяющим надежности агрегата в целом [1].

Таким образом, создание программ расчета и оценки трибологических характеристик является чрезвычайно актуальной задачей. Это обусловлено

рядом факторов. Во-первых, наблюдается постоянный рост нагрузок в сопряжениях трущихся деталей. Во-вторых, существует острая необходимость в разработке собственных методик расчета на предприятиях, адаптированных к условиям переменных нагрузок, характерных именно для ДВС (двигателей внутреннего сгорания). Кроме того, использование иностранных программных комплексов сопряжено со сложностями, что подчеркивает потребность в создании отечественных аналогов. Также актуальным становится применение «быстрых» упрощенных моделей как на стадии проектирования, так и при оптимизации деталей для значительного сокращения расчетного времени. В том числе это касается моделей с открытым кодом, которые могут быть просто использованы при составлении расчетных цепочек для мультидисциплинарных задач оптимизации или уточнения существующих алгоритмов расчета сопряженных деталей.

Целью данной практической работы является создание инструмента (программы) для расчета распределения давления в зазорах пар трения двигателей внутреннего сгорания и итерационного определения величины минимального зазора при изменении нагрузки в ходе рабочего цикла.

Таким образом, необходимо разработать алгоритм расчета уравнения Рейнольдса для смазочного слоя с учетом влияния давления на вязкость масла и возможной кавитации, на основе которого выполнить расчет шатунного подшипника для определения распределения давления в зазоре и минимальной толщины смазочного слоя. Инструментом моделирования выбран язык программирования Python, потому что он позволяет быстро создать математическую модель за счет упрощенного использования матриц и векторов данных, а также так как он является основным при использовании API коммерческих продуктов для взаимодействия с ними при расчете сопряженных деталей [2–4].

Методы и материалы. Для расчета подшипника скольжения необходимо решить уравнение Рейнольдса, которое в цилиндрических координатах имеет вид (1)

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\omega \frac{\partial h}{\partial \theta}, \quad (1)$$

где R — радиус вкладыша, м; θ — полярный угол, рад; h — толщина зазора, м; η — кинематическая вязкость масла, м²/с; p — давление в смазочном слое, Па; ω — угловая скорость движения одной поверхности относительно другой, рад/с [5].

Уравнение (1) может быть записано в стандартной форме для дифференциального уравнения второго порядка как

$$A \frac{\partial^2 p}{\partial \theta^2} + B \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} + C \frac{\partial p}{\partial \theta} + D \frac{\partial p}{\partial z} = E, \quad (2)$$

где $A = h^3/(6\eta P^2)$; $B = \eta^3/(6\eta)$; $X = ((\eta_{i+1})^3 - (\eta_{i-1})^3)/(6\eta P^2)/(2\Delta\theta)$; $\Delta = ((\eta_{\phi+1})^3 - (\eta_{\phi-1})^3)/(6\eta)/(2\Delta\zeta)$; $E = \omega(\eta_{i+1} - \eta_{i-1})/(2\Delta\theta)$ — коэффициенты на ортогональной конечно-разностной сетке.

При решении матричного уравнения для уравнения (2) в данной работе был реализован метод верхней релаксации в следующем виде (3)

$$p^{(k+1)} = (1 - \omega_p)p^{(k)} + \omega_p D^{-1}(b - Lp^{(k+1)} - Up^{(k)}), \quad (3)$$

где k — номер итерации; ω_p — параметр верхней релаксации; D , L , U — диагональная, нижняя треугольная и верхняя треугольная матрицы A соответственно.

В качестве критерия сходимости использовалась величина среднеквадратичной ошибки (4)

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (p_{new} - p_{old})^2}. \quad (4)$$

Основная модель дополняется двумя необходимыми моделями, а именно учет кавитации при работе подшипника и учет зависимости вязкости масла от давления.

Расчет кавитации также происходит с помощью уравнения Рейнольдса (1). При дальнейшем решении уравнения Рейнольдса в некоторой точке давление может становится меньше нуля, что физически невозможно, хотя математически допустимо. В этой связи самым простым способом устранения неточностей, связанных с таким решением, является использование «половинного решения», предложенное Зоммерфельдом. Однако такой подход, как показано в работе [5], приводит к завышению несущей способности до 10–15 %. В данной работе используется критерий Рейнольдса.

Также основная модель дополняется зависимостью вязкости масла от давления по формуле Баруса (5)

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha(p-p_0)}, \quad (5)$$

где μ — динамическая вязкость масла при давлении p , Па·с; μ_0 — динамическая вязкость масла при атмосферном давлении и температуре 100 °С, Па·с; α — пьезокоэффициент вязкости (для синтетических моторных масел находится в диапазоне от $2 \cdot 10^{-9}$ до $6 \cdot 10^{-9}$), Па $^{-1}$ [6].

Объектом исследования является шатунный подшипник коленчатого вала 4ЧН 8.3/9.2. На рис. 1 представлена 3D-модель подшипника с основными размерами.



Рис. 1. 3D-модель шатунного подшипника

В таблице представлены характеристики подшипника и тип масла, используемый в расчете.

Параметры подшипника, шатунной шейки и тип масла

Диаметр цилиндра, мм	83
Ход поршня, мм	92
Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	3890
Мощность двигателя, кВт	115
Диаметр шатунной шейки, мм	49,94
Внутренний диаметр подшипника, мм	50,04
Ширина подшипника, мм	20,4
Толщина подшипника, мм	1,803
Материал	Основание — сталь 10, антифрикционное покрытие — бронза БрС30
Тип масла	SAE 5W-30

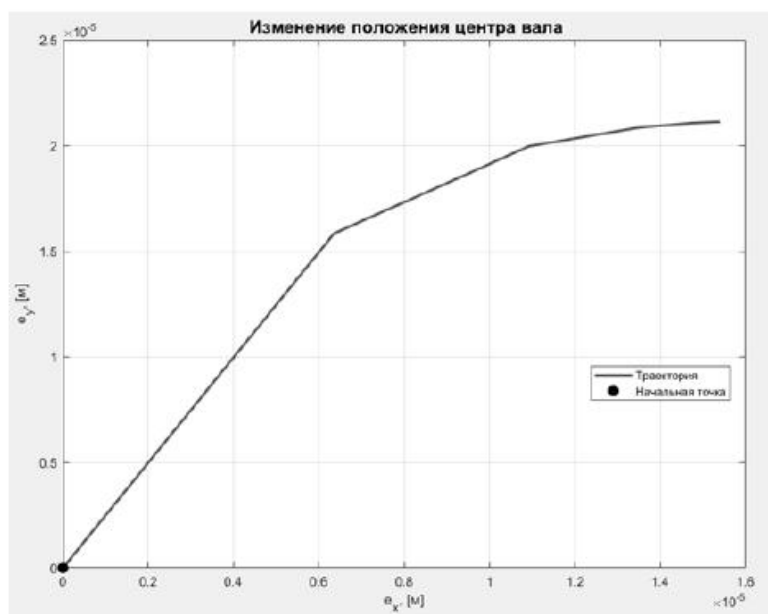


Рис. 2. Изменение положения центра вала в ходе итерационной процедуры (УПКВ = 3°, количество итераций — 9)

Результаты. На основании выполненных расчетов были получены следующие результаты: для каждого УПКВ (угла поворота коленчатого вала) было получено количество итераций и прослежено изменение положения центра вала (рис. 2). Для рассматриваемого двигателя расчетное значение минимального зазора в шатунном подшипнике составило 1,52 мкм на режиме максимальной нагрузки и в процессе сгорания через 7 градусов поворота ко-

ленчатого вала после верхней мертвой точки. Анализ также позволил построить прецессию шатунной шейки коленчатого вала относительно нижней головки шатуна (рис. 3, 4). Максимальное давление в подшипнике скольжения достигло значения 86,49 МПа. Одна точка рассчитывается за 11,8 с. В работе используется симлекс-метод Нелдера — Мида [7], при использовании градиентного метода Ньютона была обнаружена проблема с вырождением матрицы Якоби для точек, близких к верхней и нижней мертвой точке, когда одна из составляющих проекции результирующей силы стремится к нулю. Для балансировки зазора сохранялось равенство динамических сил и сил, действующих со стороны масляного слоя.

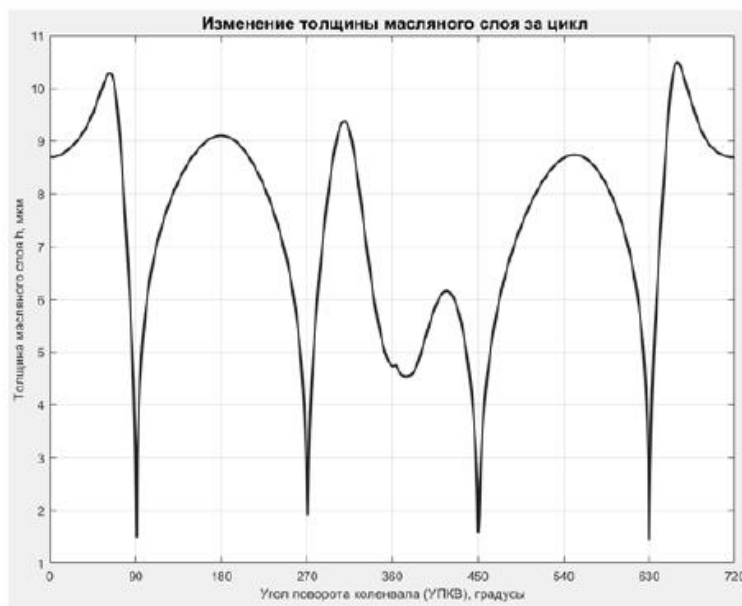


Рис. 3. Изменение толщины масляного слоя

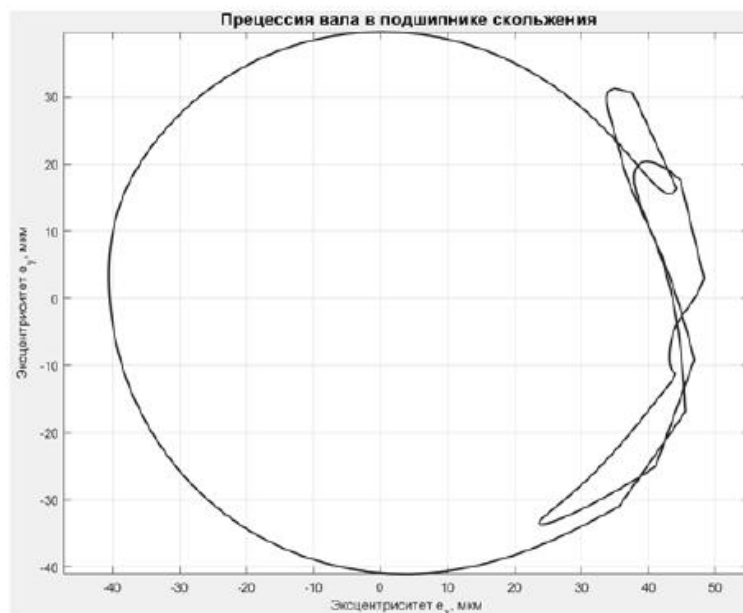


Рис. 4. Прецессия вала в подшипнике

Заключение. В работе была показана необходимость учета влияния давления в масляном слое на величину вязкости по зависимости Баруса и использования модели кавитации. Также полученные результаты могут быть использованы при расчете и проектировании подшипников скольжения по критерию максимально допустимых давлений и величины минимального зазора. Разработанная программа может быть использована совместно с коммерческим программным обеспечением при проведении уточняющих расчетов сопряженных деталей. В частности, для расчетов коленчатых валов на циклическую прочность, по результатам которой возможно снижение металлоемкости движущихся частей.

Список источников

- [1] Маластовский Н.С., Барченко Ф.Б., Грехов Л.В., Кулешов А.С., Денисов А.А., Старков Е.Е. Формирование требований к характеристике впрыскивания высокооборотного дизеля в целях снижения токсичности. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2017, № 3 (63). <https://doi.org/10.18698/2308-6033-2017-3-1594>
- [2] Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Маластовский Н.С. Методика расчета согласованных температурных полей крышки цилиндра с клапанами. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия Машиностроение*, 2012, № 10, с. 82–91.
- [3] Блинов А.С., Быков А.Е., Маластовский Н.С. и др. Моделирование тепловых граничных условий в сопряжении «гильза — поршневое кольцо — поршень». *Будущее машиностроения России. XII Всерос. конф. молодых ученых и специалистов (с междунар. уч.): сб. докл.* Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019, с. 540–544.
- [4] Новокшенов А.С. Исследование работоспособности шатунного подшипника для малой авиации. *Студенческая научная весна. Всерос. студенч. конф., посв. 85-летию со дня рождения акад. И.Б. Федорова: сб. докл.* Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2025, с. 715–716.
- [5] Huang P. *Numerical calculation of lubrication: methods and programs*. Singapore, John Wiley & Sons Singapore Pte Ltd, 2013.
- [6] Леванов И.Г., Задорожная Е.А., Мухортов И.В., Никитон Д.Н. Моделирование гидродинамических подшипников скольжения с учетом индивидуальных противоизносных свойств смазочных материалов. *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение»*, 2021, т. 21, № 1, с. 14–28. <https://doi.org/10.14529/engin210102>
- [7] Nelder J.A., Mead R.A simplex method for function minimization. *The Computer Journal*, 1965, vol. 7, pp. 308–313. <https://doi.org/10.1093/comjnl/7.4.308>
- [8] ГОСТ 2789–73. *Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики*. Москва, Стандартинформ, 2018.