

УДК 621.452.3.034

УЧЕТ КОНТАКТНЫХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЙ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ЖЕСТКОСТНЫХ СВОЙСТВ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

Дегтярев С.А.^{1*}, Кутаков М.Н.^{2**}, Леонтьев М.К.^{2***},
Попов В.В.^{3****}, Ромашин Ю.С.^{2*****}

¹ Научно-технический центр по роторной динамике «Альфа-Транзит»,
ул. Ленинградская, 1, Химки, Московская обл., 141400, Россия

² Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет),
МАИ, Волоколамское шоссе, 4, Москва, А-80, ГСП-3, 125993, Россия

³ Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана,
МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2-я Бауманская ул., 5, Москва, 105005, Россия

* e-mail: degs@alfatran.com

** e-mail: maxim.kutakov@alfatran.com

*** e-mail: lemka@alfatran.com

**** e-mail: vpopov.bmstu@gmail.com

***** e-mail: romashin@alfatran.com

При решении задач роторной динамики авиационных газотурбинных двигателей имеет большое значение точность расчета жесткостных характеристик опор ротора. Одним из самых распространенных элементов опор является роликовый подшипник, моделирование которого связано с необходимостью учета контактных взаимодействий между телами качения и кольцами. Обычно это взаимодействие описывают с помощью аналитических или эмпирических формул. В данной работе приводится вывод зависимости между внешней нагрузкой и перемещением для задачи линейного контакта половины цилиндра и плоской поверхности с помощью метода конечных элементов. Полученная зависимость сравнивается с эмпирически полученной формулой Палмгрена для той же задачи.

Ключевые слова: роликовый подшипник, жесткость, контактное взаимодействие.

Введение

При решении задач роторной динамики авиационных газотурбинных двигателей (ГТД), имеет большое значение точность расчета жесткостных характеристик опор ротора. В общей жесткости опорного узла ротора ГТД участвуют подшипники —

шариковые или роликовые, жесткость которых зависит от многих факторов — геометрии, числа тел качения, величины зазоров, радиальных и осевых нагрузок, свойств материалов, температурного нагружения и других.

Специфика моделирования жесткостных свойств роликовых подшипников в первую очередь связана с контактными явлениями между телами качения и кольцами. Взаимодействие тел рассматривается как внутренний контакт двух цилиндров вдоль образующей. Аналитическое решение этой задачи, полученное на основе контактной теории Герца, было опубликовано в работе Лундберга—Шевалла [1], однако полученная зависимость между перемещением и внешней силой неудобна для использования в практических расчетах, так как невозможно представить обратную зависимость (т.е. силы от перемещения) в явном виде. В работе Харриса [2], одной из основополагающих по анализу роликовых подшипников, эта же зависимость описывается с помощью эмпирически полученной формулы Палмгрена. Более обоснованно данную зависимость можно получить путем применения численных методик, основанных на методе конечных элементов (МКЭ). В настоящей работе представлено получение зависимости между внешней силой и перемещением в задаче контакта половины цилиндра и плоской поверхности с помощью МКЭ.

Общая теория

Согласно аналитическому решению контактной задачи о взаимодействии двух цилиндров, опубликованному в работе Лундберга—Шевалла [1], перемещение в точке контакта равно

$$\delta = \frac{2Q(1-\nu^2)}{\pi El} \ln \left[\frac{\pi El^2}{Q(1-\nu^2)(1 \pm \gamma)} \right], \tag{1}$$

где Q — внешняя действующая нагрузка; E — модуль Юнга; ν — коэффициент Пуассона; l — длина цилиндров; γ — отношение диаметров цилиндров (знак зависит от взаимного расположения цилиндров друг относительно друга).

На практике используются эмпирические зависимости. Одной из распространенной является формула Палмгрена

$$\delta = 3,84 \cdot 10^{-5} \frac{Q^{0,9}}{l^{0,8}}. \tag{2}$$

Выразив Q через δ , получаем формулу, используемую в работе Харриса [2]:

$$Q = 8,06 \cdot 10^4 l^{\frac{8}{9}} \delta^{\frac{10}{9}}. \tag{3}$$

Запишем (3) в виде, подобном закону Гука:

$$Q = \left(8,06 \cdot 10^4 l^{\frac{8}{9}} \delta^{\frac{10}{9}} \right) \delta = K \delta, \tag{4}$$

где $K = 8,06 \cdot 10^4 l^{\frac{8}{9}} \delta^{\frac{1}{9}}$ — коэффициент контактной жесткости.

Постановка задачи и описание конечно-элементной модели

Для получения зависимости между внешней нагрузкой и перемещением решалась задача о контакте половины цилиндра с плоской деформируемой поверхностью (цилиндр с бесконечным радиусом) при различных длинах контактной линии (рис. 1). Длина варьировалась от 0,5 до 50 мм.

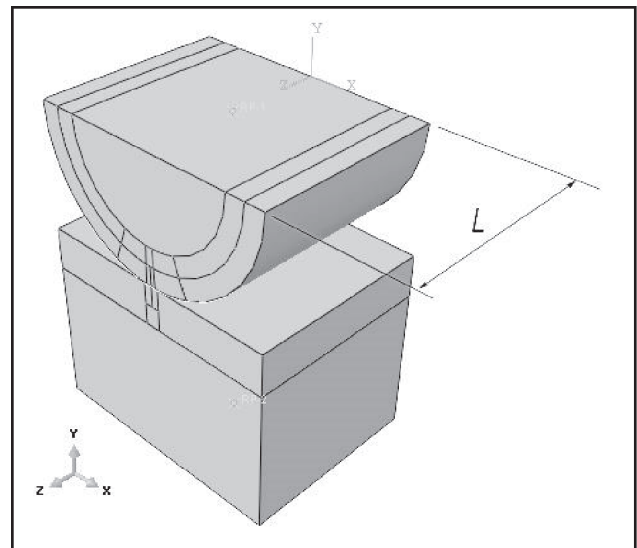


Рис. 1. Постановка задачи о контакте цилиндра и плоскости: L — длина контактной линии (варьируемая величина)

Для моделирования использовались гексаэдральные линейные 8-узловые конечные элементы. Конечно-элементная сетка показана на рис. 2. В месте контакта имеется сгущение сетки. Количество узлов в модели — 62096. Места нагружения и закрепления показаны на рис. 3. Модель закрепляется по поверхности по всем степеням свободы. Нагрузка прикладывается по поверхности в направлении, противоположном оси Y , величина нагрузки 2000 Н. Материал — изотропный, модуль Юнга $2 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона 0,3. Контактная задача решалась методом Лагранжа.

Результаты расчета

Полученные в результате расчета данные представлены в виде зависимости вертикального пере-

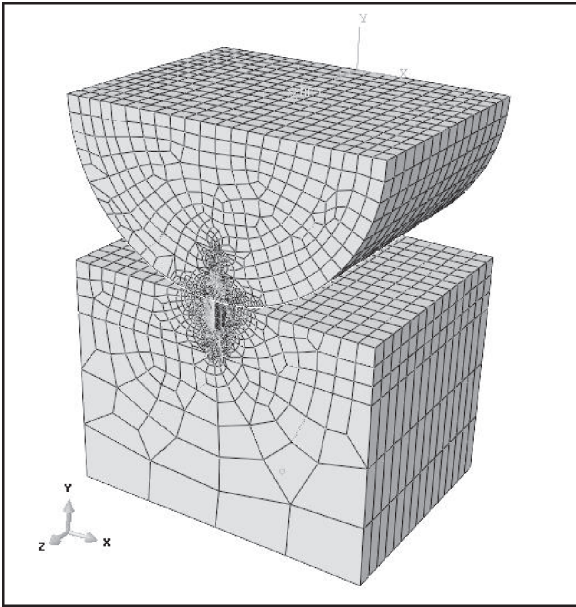


Рис. 2. Конечно-элементная сетка модели

мещения от длины контактной линии (рис. 4). Для наглядности на графики нанесены решения по формулам Палмгрена и Лундберга—Шевалла.

Однако, построив график относительной разницы между решениями с помощью МКЭ и по формуле Палмгрена (рис. 5), заметим, что формула Палмгрена верна с погрешностью в 5% для длин контактных линий от 10 до 20 мм.

После аппроксимации полученных при решении с помощью МКЭ результатов была выведена зависимость

$$Q = 57865l^{1,011}\delta^{\frac{10}{9}}$$

или

$$Q = \left(57865l^{1,011}\delta^{\frac{1}{9}} \right) \delta = K\delta. \quad (5)$$

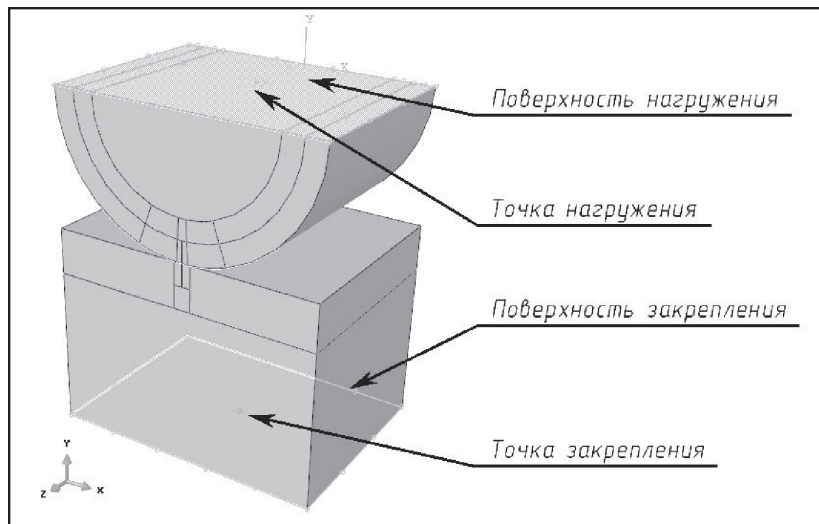


Рис. 3. Места нагружения и закрепления

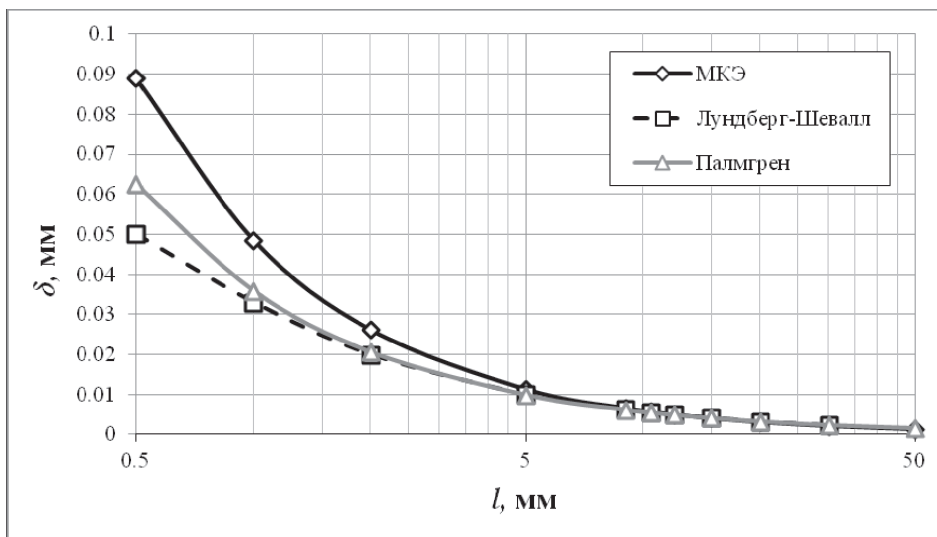


Рис. 4. Зависимость вертикального перемещения от длины цилиндра по различным методам расчета: сплошная кривая с квадратами — расчет с помощью МКЭ; точечная кривая с треугольниками — по формуле Палмгрена; пунктирная кривая с кружками — по формуле Лундберга—Шевалла

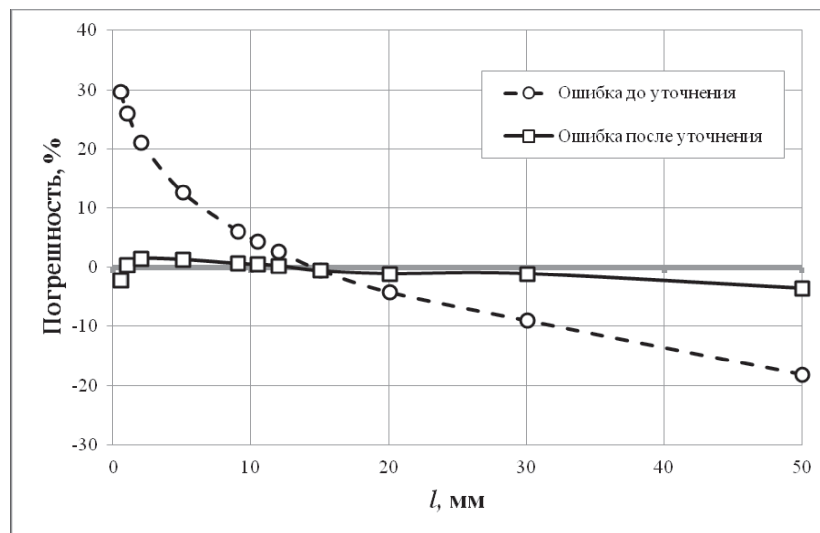


Рис. 5. Относительная разница решения по формуле Палмгрена (пунктирная кривая с кружками) и по формуле (5) (сплошная кривая с квадратами) относительно решения в МКЭ

Формула (5) дает не более 4% расхождения с расчетом с помощью МКЭ (рис. 5).

На рис. 6 показаны значения контактных жесткостей, полученных по формуле Палмгрена и формуле (5).

формула, дающая результаты с погрешностью не более 4% на всем промежутке от 0,5 до 50 мм исследуемых длин контактных линий. Полученные результаты могут быть использованы в конструкторских бюро, ведущих проектирование авиацион-

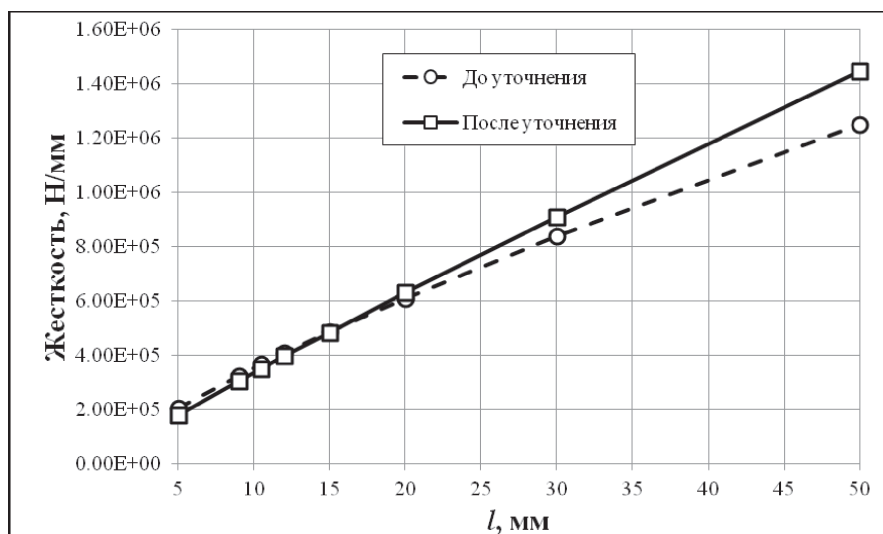


Рис. 6. Значения контактных жесткостей

Выводы

В данной работе были показаны решения задачи о контактном взаимодействии половины цилиндра и плоскости при различных длинах контактной линии (от 0,5 до 50 мм) с помощью МКЭ. Полученные результаты сравнивались с эмпирически полученной формулой Палмгрена. Было показано, что формула Палмгрена дает результаты, отличающиеся от решения с помощью МКЭ до 30% в зоне длин контакта от 0,5 до 50 мм. Путем аппроксимации полученных результатов была выведена новая

ных газотурбинных двигателей и, в частности, при решении задач роторной динамики.

Библиографический список

1. *Lundberg G., Sjoval H.* Stress and deformation in elastic Contacts, Pub. 4, Division of Solid Mechanics, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden, 1958. 47 p.
2. *Harris T.A.* Rolling bearing analysis, 5-th edition, Wiley-Interscience Publication, USA, 2006, 258 p.

CONSIDERATION OF CONTACT INTERACTIONS WHEN MODELLING STIFFNESS CHARACTERISTICS OF ROLL BEARINGS

Degtyarev S.A.^{1*}, Kutakov M.N.^{2}, Leontiev M.K.^{2***},
Popov V.V.^{3****}, Romashin Yu.S.^{2*****}**

¹ *Scientific and technical centre of rotor dynamic Alfa-Tranzit Co., Ltd,
1, Leningradskaya str., Khimky, Moscow region, 141400, Russia*

² *Moscow Aviation Institute (National Research University),
MAI, 4, Volokolamskoe shosse, Moscow, A-80, GSP-3, 125993, Russia*

³ *Moscow state technical university named after N.E. Bauman,
MSTU, 5, 2-nd Baumanskaya, Moscow, 105005, Russia*

* e-mail: degs@alfatran.com

** e-mail: maxim.kutakov@alfatran.com

*** e-mail: lemka@alfatran.com

**** e-mail: vpopov.bmstu@gmail.com

***** e-mail: romashin@alfatran.com

Abstract

When solving rotor dynamic tasks of rotating machines, including aviation gas turbine engines, calculation accuracy of the system elements is highly important. Bearings, and roll bearings in particular are one of the most widespread elements of rotor systems bearers. Stiffness characteristics of roll bearings are dependent primarily by the contact phenomena, originated between rolling elements and rings. The effect of the other roll bearing elements, such as inner and outer rings, on stiffness is of no more than 5% taken together. The roll and the ring interaction may be considered as a linear contact between two cylindrical solids with parallel axes. For the first time solution for this task was obtained by Lundberg and Sjovald [1].

However, the equation in [1] has an implicit dependence of external force on emerged displacement, and thus cannot be used for tasks of stiffness characteristics determination. In Harris' work [2] empirical Palmgren equation [2] was implemented to solve this task:

$$Q = 8,06 \cdot 10^4 l^{\frac{8}{9}} \delta^{\frac{10}{9}},$$

where Q — contact force, l — contact length, δ — displacement in contact line.

To verify the results in reference [2], the task of contact interaction between a half cylinder and a plane was solved using FEM. We found that significant divergence (up to 30%) exists between solutions obtained by Palmgren's equation and FEM. We also found that Palmgren's equation converges with an accuracy of 5%

only for contact lines lengths within the range of 10 to 20 mm. According to the results obtained with FEM the new dependence for linear contact tasks was proposed. It gives the results with no more than 4% divergence with contact lengths ranging from 0.5 to 50 mm

$$Q = 57865 l^{1,011} \delta^{\frac{10}{9}}.$$

The dependence obtained may be used for stiffness characteristics simulation of roll bearings, and describing linear contact in tasks of contact interaction mechanics.

Keywords: roll bearing, stiffness, contact interaction.

References

1. Lundberg G., Sjovald H. Stress and deformation in elastic Contacts, Pub. 4, *Division of Solid Mechanics*, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden, 1958, 47p.
2. Harris T.A. *Rolling bearing analysis, 5-th edition*, Wiley-Interscience Publication, USA, 2006, 258 p.