DOI: 10.15593/2224-9982/2020.60.11

УДК 621.822.811

Д.Д. Попова, Н.А. Самойленко, С.В. Семенов, В.А. Шистеров

Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Россия

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ БОМБИНИРОВАННЫХ РОЛИКОВ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В РОЛИКОПОДШИПНИКЕ

Главной проблемой при использовании роликовых подшипников с прямыми образующими тел качения в высоконагруженных узлах является краевой эффект. Значительное увеличение напряжений на краях тел качения является причиной недолговечности высоконагруженных роликоподшипников, что представляет собой значительную проблему, особенно в таких узлах, как роторы авиационных двигателей. Решением этой проблемы в авиационной технике является применение тел качения с модифицированным пятном контакта – бомбинированных роликов. Представлено сравнение напряженно-деформированного состояния контактов пар тел, имитирующих бомбинированные ролики различной геометрии. Расчет производился методом конечных элементов в пакете ANSYS. Для расчета использовался контакт ролика с плоской поверхностью дорожки тела качения. При расчете была произведена оценка напряженно-деформированного состояния ролика с прямой образующей, ролика со скруглением грани и бомбинированных роликов с различной формой модифицированной образующей. В результате расчета произведена верификация расчетной модели относительно классической формулы Герца. Произведена оценка зависимости напряжений в зоне концентрации от относительных размеров бомбинированной части ролика со стандартной образующей, представляющей дугу окружности. Предложена форма образующей, которая более эффективно снижает напряжения в зоне перехода модифицированной образующей в прямую. Предложенная форма образующей устраняет главный недостаток классической образующей бомбинированных роликов – появление зоны концентрации в области перехода прямой части ролика в бомбинированную, обеспечивая, таким образом, лучшее распределение напряжений в ролике. Используемая в работе методика моделирования контактного взаимодействия тел качения в роликоподшипнике может быть использована для исследования напряженно-деформированного состояния роликоподшипников другой геометрии, в том числе применяющихся и в современных газотурбинных двигателях.

Ключевые слова: подшипники, бомбинированные ролики, краевой эффект, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, контактные напряжения, контактная задача Герца, опоры роторов авиационных двигателей.

D.D. Popova, N.A. Samoylenko, S.V. Semenov, V.A. Shisterov

Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

ANALYSIS OF THE EFFICIENCY OF APPLICATION OF BOMBINED ROLLERS TO REDUCE THE CONTACT TENSIONS IN THE ROLLER BEARING

The main problem of using roller bearings with direct forming rolling elements in highly loaded units is the edge effect. A significant increase of stresses at the edges of the rolling elements is the cause of the fragility of highly loaded roller bearings, which is a significant problem, especially in such units as rotors of aircraft engines. The solution of this problem in aviation is the use of rolling elements with a modified contact - bombed rollers. This paper presents comparisons of the stress-strain state of contacts of pairs of bodies imitating bombarded rollers of various geometries. The calculation was performed by the finite element method in the ANSYS package. For the calculation, the contact of the roller with a flat plate was used. In the calculation, the stress-strain state of the roller with the direct forming, the roller with the rounding of the face and the bombed rollers with various shapes of the modified forming was evaluated. The calculation model is verified with respect to the classical Hertz formula. The dependence of stresses in the concentration zone on the relative dimensions of the bombarded part of the roller with a standard generator representing an arc of a circle is estimated. A form of the generatrix is proposed, which more effectively reduces stresses in the transition zone of the modified generatrix into the straight line. The proposed form of the generatrix eliminates the main drawback of the classical generatrix of the bombarded rollers - the appearance of a concentration zone in the transition region of the straight part of the roller to the bombed, thus providing a better stress distribution in the roller. The technique used to simulate the contact interaction of rolling elements in a roller bearing can be used to study the stress-strain state of roller bearings of a different geometry, including those used in modern gas turbine engines.

Keywords: bearings, bombed rollers, edge effect, finite element method, stress-strain state, contact deformation, Hertz's contact problem, aircraft engine rotor bearings.

Введение

Опоры роторов газотурбинных двигателей (ГТД) являются особо ответственными деталями и проектируются так, чтобы обеспечивать высокую прочность и долговечность в эксплуатации. Одними из ключевых элементов опор являются подшипники. Обеспечение их надежности осуществляется за счет использования особых материалов, жестких допусков к геометрии и конструктивных мероприятий, обеспечивающих им особые условия эксплуатации [1]. Однако широкий спектр возможных дефектов и сложность диагностики состояния подшипников [2] делают вопрос их проектирования одним из самых сложных и многоаспектных. Важнейшим элементом подшипников являются тела качения, потому что они напрямую определяют их ресурс. Следовательно, задача оптимизации распределения напряжений в телах качения и увеличения таким образом их прочности является одной из определяющих для ресурса подшипников в частности и всего опорного узла ГТД в общем.

Для определения и оптимизации распределения напряжений в теле качения необходимо решить контактную задачу – задачу теории упругости, в которой находятся распределения деформации и напряжения в системе твердых тел, имеющих участки соприкосновения. Впервые задачу о контакте двух трехмерных упругих тел с искривленными поверхностями поставил и решил Генрих Герц в 1882 г. В классической задаче Герца рассматривается взаимодействие цилиндрических поверхностей бесконечной длины [1], что не позволяет объективно оценить напряжения в ролике конечной длины, а следовательно, учесть явление краевого эффекта [2].

При взаимодействии ролика конечной длины с прямой образующей проявляется эффект нарастания напряжений на концах тела качения, называемый краевым эффектом. Ввиду этого для высоконагруженных подшипников используются специальные бочкообразные (или бомбинированные) ролики. Главной особенностью данных роликов является образующая особой формы, обеспечивающая снижение влияния краевого эффекта на напряженно-

деформированное состояние (НДС) деталей подшипников [3].

Для решения задач по определению НДС широкое распространение получил метод конечных элементов. В данной работе представлена методика определения НДС контактов пар тел, одно из которых имитирует ролики подшипника с различной геометрией, а второе – дорожку качения. Расчет производился методом конечных элементов в пакете ANSYS. Геометрические модели создавались в программном пакете NX.

Методика аналитического расчета напряженно-деформированного состояния контактной пары

Контакт двух цилиндров с разными радиусами кривизны происходит под воздействием силы F . При контакте цилиндров под действием распределенной нагрузки центральная линия в области касания преобразуется в прямоугольную площадку контакта, по которой распределяется контактное давление. Данная постановка является частным случаем решения задачи Герца (решенной Беляевым). Причем максимальное давление достигается в средней линии этой площадки [4, 5].

Расчетные контактные напряжения при начальном касании по линии (тела качения – цилиндры, конусы, торы и ролики с образующими одного радиуса) определяют по формуле Герца – Беляева [3, 6]:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E_{np}}{b \rho_{np}}}, \quad (1)$$

где F_n – сила взаимодействия двух тел; E_{np} – приведенный модуль упругости; ρ_{np} – приведенный радиус кривизны; b – длина контакта; 0,418 – коэффициент, применяемый при значении коэффициента Пуассона 0,3.

$$E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2};$$

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2},$$

где ρ_1, ρ_2 – это плотности контактирующих тел, а E_1 и E_2 – соответственно их модули упругости.

Контактные напряжения в подшипнике находятся подобно фрикционной передаче (взаимодействие ролик–дорожка качения) и рассчитываются с помощью формулы Герца (1).

Решение контактных задач цилиндрических роликов конечной длины усложняется и так называемым краевым эффектом, который вызывает повышение напряжений по краям линий, ограничивающих область контакта.

Влияние краевого эффекта рассмотрено Р.С. Привалихиным [7]: краевой эффект рассматривается как повышение давления у концов двух соприкасающихся цилиндров (рис. 1).

Рис. 1. Напряжения: а – цилиндрический ролик; б – ролик с модифицированной поверхностью

Для снижения краевых эффектов, которые приводят к преждевременному износу и разрушению, применяют бомбинированные ролики (с модифицированным контактом).

Для нахождения длины контакта бомбинированного ролика принимается следующая аналитическая модель (рис. 2): ролик представляется набором из нескольких (n) цилиндров (ступенчатый ролик) одинаковой толщины a_0 . Пусть после приложения нагрузки в контакт входит N таких элементарных роликов. Тогда половину длины контакта можно представить следующим образом [8]:

$$l_{\text{рол}} / 2 = a_0 n;$$

$$l_{\text{конт}} / 2 = a_0 N.$$

Рис. 2. Аналитическая модель бомбинированного ролика

Для вычислений ролик разбивается на две части: часть ролика с прямой образующей и бомбинированную часть (представляется контактом, эквивалентным случаю перекося роликов). В результате чего в работе Ф.Г. Нахатакяна, О.И. Косарева, В.В. Фирсанова, М.Ю. Леонтьева [8] находится полудлина контакта в случае перекося. В первом приближении принимается, что часть ролика, где образующая из прямой переходит в скругленный или экспоненциальный вид, будет соответствовать случаю перекося. Тогда

$$l_{\text{конт}} / 2 = b / 2 + l_{\text{конт}}^{\text{мод}} / 2 = b / 2 + \sqrt{\frac{8(1-\nu^2)}{\pi} \frac{FR}{a_0 E}},$$

где $b/2$ – полудлина прямой части образующей ролика; R – приведенный радиус кривизны; ν – коэффициент Пуассона; E – модуль упругости материала.

Определение напряженно-деформированного состояния контактной пары с помощью метода конечных элементов

В данной работе, исходя из сложности и приближенности аналитической модели, для определения напряженно-деформированного состояния использовался метод конечных элементов. Вычисления контактных напряжений производились в пакете ANSYS static structural [9–11]. Экспериментально подтверждено, что конечно-элементные модели достаточно достоверно описывают напряженно-деформированное состояние в подшипнике [12].

Для расчета использовался ролик длиной $l = 7,5$ мм и диаметром $d = 7,5$ мм, опирающийся на плоскую пластинку. Длина цилиндрической части в средней трети ролика во всех случаях $l/3 = 2,5$ мм, длина модифицированных частей $l/3 = 2,5$ мм. Классическая бомбинированная часть (с образующей в виде дуги окружности) представлена диаметром D . Геометрическая модель представлена на рис. 3.

Для более подробного рассмотрения напряженно-деформированного состояния в зоне контакта задача решалась в трехмерной постановке. Для снижения трудоемкости вычислений и использования более мелкой сетки при-

менялась геометрическая модель (см. рис. 3), представляющая собой контакт ролика и пластины, разделенный на четыре части по плоскостям симметрии, и позволяющая производить расчет на основе четверти исходной геометрии.

Рис. 3. Схематическое изображение модели ролика

Расчетная нагрузка на ролик составляла 3 кН, также известны свойства материала цилиндра: плотность, модуль упругости и коэффициент Пуассона, которые приняты из марочника для стали ШХ-15 [13] и имеют значения 7812 кг/м^3 ; $2,11 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; 0,3 соответственно.

Для осуществления конечно-элементного расчета была построена сетка со значительным сгущением в зоне контакта для получения достоверного и равномерного распределения напряжений, размер тетраэдрического элемента второго порядка равен 0,05 мм. Для более подробного рассмотрения распределения напряжений по радиусу ролика использовались призматические слои с плавным переходом на основную сетку. Пример сетки в поперечном сечении четверти ролика представлен на рис. 4.

Исходя из формулы Герца (1) производится приблизительная оценка напряжений для расчета в случае исходного цилиндрического ролика: модули Юнга пластинки и ролика одинаковы и равны приведенному $2,11 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; радиус кривизны плоской пластинки равен бесконечности, следовательно, приведенный радиус равен радиусу ролика $r = 3,75 \text{ мм}$.

$$\sigma_{\text{ц}} = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E_{\text{пр}}}{b \rho_{\text{пр}}}} = 0,418 \sqrt{\frac{3000 \cdot 2,11 \cdot 10^{11}}{0,0075 \cdot 0,00375}} = 1983 \text{ МПа}.$$

Сравнение результатов расчета с оценкой по формуле Герца приведено на рис. 5. В силу симметричности расчета относительно двух центральных плоскостей рассматривается правая половина симметричного графика. На графике заметно снижение напряжений в средней части, по сравнению с оценкой по формуле Герца. На концах ролика наблюдается краевой эффект, который является причиной выкрашивания ролика и появления сколов на его краях и торцевых поверхностях [14]. Максимальные напряжения в зоне концентрации $\sigma_{\text{max (ц)}} = 6140,8 \text{ МПа}$.

Наиболее простой способ снижения напряжений в зоне концентрации – применение скругления на торце ролика. Более эффективный способ – применение бомбинированных роликов [15].

При анализе результатов расчета были выявлены две зоны концентрации напряжений бомбинированных роликов. Пример графиков представлен на рис. 6.

Рис. 4. Сетка на примере ролика с диаметром бомбинированной части 500 мм

Рис. 5. Контактные напряжения в цилиндрическом ролике:

— расчет МКЭ; — оценка по формуле Герца

Рис. 6. Распределение напряжений по образующей ролика:

1 – цилиндрический ролик со скруглением $r = 0,5$ мм; 2 – бомбинированный ролик $D = 500$ мм; 3 – бомбинированный ролик $D = 150$ мм

Из диаграммы 2 (см. рис. 6) видно, что при большом диаметре бомбинированной части концентрация напряжений остается в краевой части ролика из-за малого зазора и деформации бомбинированной части до контакта с пластиной, однако напряжения в зоне концентрации заметно снижаются по сравнению с цилиндрическим роликом (3100 МПа против 6140,8 МПа). При малом диаметре 3 зона концентрации перемещается в область перехода бомбины в цилиндрическую часть ролика, что связано с разрывом второй производной функции, задающей форму образующей его поверхности. В случае скругления 1 концентрация напряжений более значительна, чем в случае рис. 6, в, что обусловлено более высокой крутизной образующей.

Для наглядного представления результатов вводятся параметры: снижение максимальных напряжений в зоне концентрации относительно цилиндрического ролика $\sigma_{\max}/\sigma_{\max(\text{ц})}$

и относительный диаметр бомбины $D/(100d)$. Результаты расчетов представлены в табл. 1.

Из табл. 1 видно, что наиболее эффективный относительный диаметр бомбины равен 0,27, потому что при дальнейшем увеличении относительного диаметра бомбинированной части в соприкосновение с поверхностью качения приходит концевая часть ролика, что приводит к НДС, аналогичному НДС цилиндрического ролика. Несмотря на снижение контактных напряжений данная форма ролика имеет недостаток в виде зоны концентрации напряжений в области перехода цилиндрической части ролика в бомбинированную. Ввиду этого предлагается исследовать геометрию ролика с образующей бомбинированной части, у которой вторая производная в области перехода в цилиндрическую часть стремилась бы к нулю. Данному условию соответствует геометрия образующей, заданная экспоненциальной функцией.

Таблица 1

Влияние диаметра бомбины на снижение напряжений

Зона максимальных напряжений	D , мм	$D/(100d)$	$\sigma_{\max}$, МПа	$\sigma_{\max}/\sigma_{\max(\text{ц})}$
Край	675	0,90	3315,4	0,539
	500	0,67	3057,7	0,498
	375	0,50	2569,1	0,418
	250	0,33	2015,9	0,328
Переход	200	0,27	1910,6	0,311
	150	0,20	2165,9	0,352
	100	0,13	2427,7	0,395

Таблица 2

Эффективность применения бомбинированных роликов с экспоненциальной образующей

h , мм	Функция образующей	$\sigma_{\max}$, МПа	$\sigma_{\max}/\sigma_{\max(\text{ц})}$
0,003 84	$y = 6E - 05e^{2,3105x}$	2308,9	0,376
0,0049	$y = 6E - 05e^{2,4731x}$	2235,3	0,364
0,007 72	$y = 5E - 05e^{2,7764x}$	1418,5	0,231
0,011 719	$y = 5E - 05e^{3,0543x}$	1344,8	0,219
0,029 16	$y = 4E - 05e^{3,6621x}$	2136,9	0,348

При замене дуги окружности на экспоненциальную функцию начало координат для построения экспоненты помещалось в крайнюю точку прямой образующей. Вторая производная экспоненциальной функции также является экспонентой, поэтому при приближении к переходу бомбинированной части ролика к прямолинейной вторая производная образующей стремится к нулю, а не имеет постоянное значение и разрыв в точке перехода, как в случае с дугой окружности. Экспоненциальные функции задавались с помощью коэффициентов и показателя степени. Для описания кривизны бомбинированной части введен параметр h – расстояние крайней точки поперечного сечения ролика до поверхности дорожки качения (табл. 2).

В первых трех исполнениях расстояние от края ролика до поверхности дорожки качения мало и при нагрузке зазор выбирается, в результате чего край приходит в контакт с поверхностью и образуется зона концентрации напряжений. В пятом исполнении зазор между роликом и пластинкой слишком велик, в результате чего при деформации в соприкосновение приходит малая часть модифицированного участка ролика, что обуславливает высокую нагрузку на его пятно контакта.

Наиболее эффективное для снижения краевого эффекта и концентрации напряжений исполнение с $h = 0,011\,719$. Величина зазора h имеет оптимальное значение, при котором не проявляется краевой эффект и нагрузка плавно переходит с модифицированной на прямую образующую.

Уровень контактных напряжений для исполнения с расстоянием крайней точки поперечного сечения ролика до пластинки $h = 0,011\,719$ мм, а также сравнение эпюр контактных напряжений с роликом $D = 200$ мм, который имеет дугу окружности с оптимальным значением относительного диаметра в качестве образующей, приведены на рис. 7.

Заключение

Исследовано влияние геометрии тела качения в роликоподшипнике на характер изменения контактных напряжений по длине ролика и выявлены характерные явления в распределении контактных напряжений при его контакте с поверхностью дорожки качения. Разработана методика конечно-элементного моделирования контактной пары ролик–поверхность. На примере цилиндрического ролика показано, что предложенная методика

Рис. 7. Сравнение контактных напряжений для ролика $h = 0,011\ 719$ мм и ролика с $D = 200$ мм:
 — $h = 0,0117\ 19$; — $D = 200$

моделирования позволяет выявить краевой эффект, проявляющийся в резком возрастании контактных напряжений на концах тела качения. Определено влияние на величину контактных напряжений изменения геометрии ролика: добавления скруглений и бомбинирования. Определено влияние диаметра бомбины на снижение напряжений в контакте между роликом и поверхностью дорожки качения, а также наличие оптимального его значения, позволяющего получить максимальное снижение контактных напряжений. Показано, что скругление не приводит к эффективному снижению уровня контактных напряжений. Определено, что использование экспоненциальной образующей в бомбинированном ролике позволяет исключить эффект появления концентрации напряжений, характерный для зоны перехода модифицированного участка ролика в прямой. Для достижения данного эффекта был осуществлен подбор параметров экспоненциальной функции, задающей образующую ролика так, чтобы обеспечить оптимальное расположение пятна контакта на нем.

Предложенная методика моделирования контактного взаимодействия тел качения в роликоподшипнике может быть использована для исследования напряженно-деформированного состояния роликоподшипников другой геометрии, в том числе применяющихся и в современных газотурбинных двигателях.

Библиографический список

1. Жильников Е.П. Метод расчетной оценки долговечности подшипников качения авиационных изделий // Известия Самарского научного центра РАН. – 2011. – № 4–1. – С. 185–188.
2. Чечуевский В.П., Ратенко Д.В., Симкин Э.Л. Характерные эксплуатационные дефекты, повреждения и разрушения авиационных подшипников // Научный вестник ГосНИИ ГА. – 2016. – № 16 (327). – С. 72–81.
3. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1991. – 383 с.
4. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
5. Проблемы транспорта Восточной Сибири. Контактное деформирование элементов подшипников буксы колесной пары железнодорожного вагона [Электронный ресурс] / Региональный центр инновационных технологий. – URL: <http://rcit.su/techinfoD8.html> (дата обращения: 25.08.19).
6. Беляев Н.М. Местные напряжения при сжатии упругих тел // Инженерные сооружения и строительная механика. – Л.: Путь, 1924. – С. 27–108.
7. Привалихин Р.С. Напряженное состояние в зоне контакта двух цилиндрических тел конечной длины // Известия Самарского научного центра РАН. – 2011. – № 1–3. – С. 599–603.
8. Напряженно-деформированное состояние при контакте цилиндров в условиях перекоса / Ф.Г. Нахатакян, О.И. Косарев, В.В. Фирсанов, М.Ю. Леонтьев // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2016. – № 4. – С. 198–206.

9. Кулишов С.Б., Куприевич А.В., Вакунов А.А. Определение контактных напряжений при моделировании задач в Ansys Mechanical // Проблемы машиностроения. – 2012. – Т. 15, № 3–4. – С. 77–81.
10. Каратушин С.И., Храмова Д.А., Бокучаева П.Н. Моделирование контактных нагрузок в среде ANSYS для неэвольвентных зацеплений // Известия вузов. Машиностроение. – 2018. – № 2 (695). – С. 68–74.
11. Сферические роликовые передачи: расчет на прочность / И.С. Сазонов, М.Е. Лустенков, Е.С. Лустенкова, А.П. Прудников, М.В. Разгонов // Вестник Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 2 (55). – С. 98–107.
12. Хао Чжан. Разработка рациональной методики расчета роликовых подшипников для применения в задачах роторной динамики: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06. – М., 2019. – 164 с.
13. Марочник сталей и сплавов / под ред. А.С. Зубченко. – 2-е изд., доп. и испр. – М.: Машиностроение, 2003. – 784 с.
14. Мордасов Д.М., Фатеев Ю.Г., Зотов С.В. Исследование причин преждевременного разрушения подшипников буксового узла // Вестник ТГТУ. – 2015. – Т. 21, № 4. – С. 686–695.
15. Нахатакян Ф.Г. Контактное взаимодействие в роликовых опорах качения с учетом геометрии сопряжения // Вестник машиностроения. – 2016. – № 10. – С. 21–24.

References

1. E.P. ZHilnikov Metod raschetnoy otsenki dolgovechnosti podshipnikov kacheniya aviatsionnykh izdeliy [Zhilnikov Method of calculating the durability of rolling bearings of aircraft products]. Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences, 2011, no 4–1, pp. 185–188.
2. V.P. Chechuyevskiy, D.V. Ratenko, E.L. Simkin Kharakternyye ekspluatatsionnyye defekty, povrezhdeniya i razrusheniya aviatsionnykh podshipnikov [Typical operational defects, damage and destruction of aircraft bearings]. Nauchnyy vestnik GosNII GA, 2016, no 16, pp. 72–81.
3. M.N. Ivanov Detali mashin [Machine parts]. Moscow: Vysshaya shkola, 1991, 383 p.
4. K. Dzhonson. Mekhanika kontaktnogo vzaimodeystviya [Contact mechanics]. Moscow: Mir, 1989, 510 p.
5. Tekhnicheskaya informatsiya «Region-alnogo Centra Innovatsionnykh Tekhnologiy» Problemy transporta vostochnoy sibiri kon-taktnoe deformirovanie elementov podshipnikov buksy kolyosnoj pary zheleznodorozhnogo vagona [Technical information “Regional Center of Innovative Technologies” Problems of transport of eastern siberia contact deformation of elements of bearings of beams of wheel pairs of railway car]. [Electronic resource]. URL: <http://rcit.su/techinfoD8.html> (Application date: 25/08/19).
6. N.M. Belyayev. Mestnyye napryazheniya pri szhatii uprugikh tel [Local stresses in compression of elastic bodies]. Leningrad: Put, 1924, pp. 27–108.
7. R.S. Privalikhin. Napryazhennoye sostoyaniye v zone kontakta dvukh tsilindricheskikh tel konechnoy dliny [The stress state in the contact zone of two cylindrical bodies of finite length]. Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences, 2011, no. 1–3, pp. 599–603.
8. F.G. Nakhatkanyan, O.I. Kosarev, V.V. Firsanov, M.Yu. Leontyev. Napryazhenno-deformirovannoye sostoyaniye pri kontakte tsilindrov v usloviyakh perekosa [Stress-strain state upon contact of cylinders under skew conditions]. Izvestiya TulGU. Technical sciences, 2016, no. 4, pp. 198–206.
9. S.B. Kulishov, A.V. Kupriyevich, A.A. Vakunov. Opredeleniye kontaktnykh napryazheniy pri modelirovani zadach v ansys mechanical [Determination of contact stresses in modeling tasks in ansys mechanical]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, vol. 15, no 3–4, pp. 77–81.
10. S.I. Karatushin, D.A. KHramova, P.N. Bokuchayeva. Modelirovaniye kontaktnykh nagruzok v srede ANSYS dlya neevolventnykh zatsenpleny [ANSYS contact load simulation for non-involute gearing]. BMSTU Journal of Mechanical Engineering, 2018, no. 2, pp. 68–74.
11. I.S. Sazonov, M.E. Lustenkov, E.S. Lustenkova, A.P. Prudnikov, M.V. Razgonov. Sfericheskiye rolikovyye peredachi: raschet na prochnost [Spherical roller gears: strength calculations]. Vestnik Belorussko–Rossiyskogo universiteta, 2017, no. 2, pp. 98–107.
12. Chzhan Khao. Razrabotka ratsionalnoy metodiki rascheta rolikovykh podshipnikov dlya primeneniya v zadachakh rotnoy dinamiki [Development of a rational methodology for calculating roller bearings for use in rotor dynamics problems]. Thesis. Candidate of Technical Sciences. 01.02.06. Moscow, 2019, 164 p.
13. A.S. Zubchenko. Marochnik stalei i splavov [Directory of steels and alloys]. Moscow: Mashinostroyeniye, 2003, 784 p.
14. D.M. Mordasov, Yu.G. Fateyev, S.V. Zotov. Issledovaniye prichin prezhdevremennogo razrusheniya podshipnikov buksovogo uzla [Study of the reasons for the premature destruction of bearing unit bearings]. Transactions of the TSTU, 2015, vol. 21, no. 4, pp. 686–695.

15. F.G. Nakhatakyan. Kontaknoye vzaimodeystviye v rolikovykh oporakh kacheniya s uchetom geometrii sopryazheniya [Contact interaction in roller bearings, taking into account the geometry of the pair]. Russian Engineering Research, 2016, no. 10, pp. 21-24.

Об авторах

Попова Диана Дмитриевна (Пермь, Россия) – студентка кафедры «Авиационные двигатели» ФГБОУ ВО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: diana-popova-1998@mail.ru).

Самойленко Никита Андреевич (Пермь, Россия) – студент кафедры «Авиационные двигатели» ФГБОУ ВО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: nikita5am@yandex.ru).

Семенов Сергей Валерьевич (Пермь, Россия) – старший преподаватель кафедры «Авиационные двигатели» ФГБОУ ВО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: sergey.semyonov@mail.ru).

Шистеров Вячеслав Александрович (Пермь, Россия) – студент кафедры «Авиационные двигатели» ФГБОУ ВО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: shisterovslava@gmail.com).

About the authors

Diana D. Popova (Perm, Russian Federation) – Student of Aircraft Engines Department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: diana-popova-1998@mail.ru).

Nikita A. Samoylenko (Perm, Russian Federation) – Student of Aircraft Engines Department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: whtpride@yandex.ru).

Sergey V. Semenov (Perm, Russian Federation) – Senior Lecturer of Aircraft Engines Department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: sergey.semyonov@mail.ru).

Viacheslav A. Shisterov (Perm, Russian Federation) – Student of Aircraft Engines Department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: shisterovslava@gmail.com).

Получено 10.03.2020