

Моделирование напряженно-деформируемого состояния контактирующих поверхностей торца ролика и борта кольца конического роликоподшипника

© А.М. Бражникова

СамГТУ, Самара, 443100, Россия

Существенное влияние на работоспособность конических роликовых подшипников оказывают условия контакта торцов ролика и борта кольца. В связи с этим актуальной является задача определения влияния геометрической формы контактирующих поверхностей на величину предельной контактной силы, при которой граница пятна контакта достигает границы области проекции друг на друга контактирующих торцевых поверхностей, из-за чего образование масляной пленки между ними становится невозможным. Моделирование напряженно-деформируемого состояния выполнено методом конечных элементов в программном комплексе CAE ANSYS, который обеспечивает возможность адекватно оценивать сложную геометрию, детально описывая все особенности данного контакта. Полученные в результате конечно-элементных расчетов поля контактных давлений позволили установить зависимость значения предельной контактной силы от величины приведенной кривизны контактирующих торцов.

Ключевые слова: конический роликовый подшипник, модель напряженно-деформированного состояния, торец ролика, торец внутреннего кольца, контактное взаимодействие, контактная сила, приведенный радиус, конечно-элементное моделирование

Введение. При анализе условий работы конических роликовых подшипников основное внимание исследователей обращено на контактное взаимодействие роликов и дорожек качения [1, 2]. Вместе с тем не меньшее влияние на работоспособность конических роликоподшипников оказывают условия контакта торцов роликов и борта кольца подшипника. Значительная контактная сила в этом месте возникает при действии на подшипник больших внешних осевой и радиальной сил, при этом ее величина зависит от конусности дорожек качения. В результате нередко отмечаются существенный нагрев торцевых поверхностей и подшипника в целом, потеря мощности в подшипнике и износ контактирующих поверхностей [3, 4].

Для моделирования упругого контактного взаимодействия торцов роликов и бортов колец роликовых подшипников наиболее часто используют модели точечного контакта по теории Герца [5, 6] и уравнения взаимодействия выпуклой поверхности и упругого полупространства [3] на основе решения Буссинеска [7]. Эти подходы построены на предположении, что размеры пятна контакта существенно меньше габаритных размеров контактирующих фрагментов деталей.

Вместе с тем при взаимодействии торцов ролика и борта подшипникового кольца размеры контактного пятна могут быть соизмеримы с высотой борта, в котором возникают изгибные деформации. Поэтому подходы, основанные на теориях Герца и контакта с упругим полупространством, справедливы только при относительно небольших усилиях.

Метод конечных элементов свободен от указанных недостатков. Он позволяет адекватно учитывать сложную геометрическую форму детали, распределение внешних нагрузок и физические свойства материала. Однако применение этого метода при анализе напряженного состояния в контакте торцов роликов и бортов конических роликоподшипников представлено лишь в ограниченном числе работ, например [1, 8, 9]. В них рассматривалось влияние параметров геометрии всех контактирующих поверхностей роликов, дорожек качения и торцов бортов колец на значение износа рабочих поверхностей [8] и общую жесткость двухрядного конического роликоподшипника [9]. При этом размер конечных элементов на торцах не был измельчен до такой степени, чтобы можно было детально описать все особенности контакта.

Цель данной работы — исследование напряженно-деформированного состояния контактирующих поверхностей торцов роликов и колец конического роликоподшипника при повышенных контактных нагрузках, возникающих при перегрузке подшипников.

Материалы и методы исследования. Для демонстрации выбранного подхода в работе рассматривается двухрядный конический роликовый подшипник кассетного типа, широко используемый в буксовых опорах грузовых железнодорожных вагонов. Каждый ряд подшипника состоит из 23 роликов. Основные размеры подшипника, использованные при моделировании, приведены ниже:

Внутренний диаметр подшипника, мм	150
Наружный диаметр подшипника, мм	250
Угол контакта, град	10,883
Угол конусности ролика, мин	53
Длина ролика, мм	50
Средний диаметр ролика, мм	21,4

Моделирование выполнялось методом конечных элементов в пакете CAE ANSYS. Разработанная конечно-элементная модель проиллюстрирована на рис. 1 и 2. В модель включены сектор половины ширины внутреннего кольца и часть одного ролика. Сектор половины внутреннего кольца, выделенный двумя продольными плоскостями симметрии, охватывает ее 1/46 часть. Из ролика взята 1/8 часть, ограниченная одной плоскостью симметрии (поверхности 1, 6 и 7 на рис. 1), перпендикулярной ей плоскостью, проходящей через ось ролика (поверхности 2, 8 и 9), и перпендикулярной оси ролика плоскостью, проходящей через середину его длины. Ось X (см. рис. 1) параллельна оси подшипника.

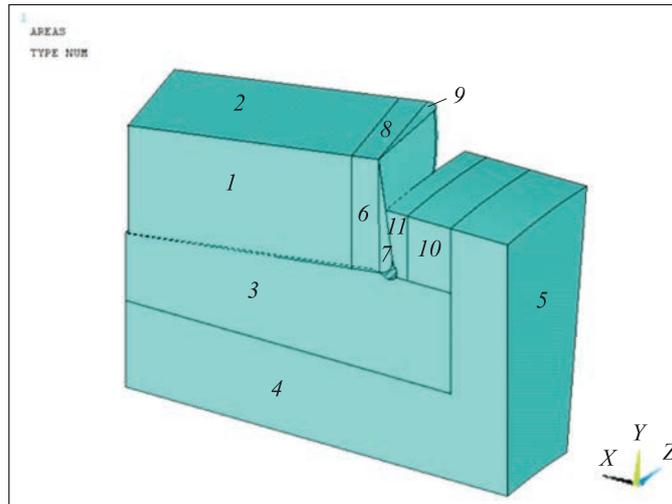


Рис. 1. Трехмерная геометрическая модель в CAE ANSYS

Для того чтобы задать механические свойства подшипниковой стали, использовали билинейную диаграмму деформирования [10]. Были приняты следующие значения:

Модуль упругости, ГПа	210
Касательный модуль, ГПа	2,3
Коэффициент Пуассона	0,3
Предел текучести, ГПа	2
Коэффициент трения	0,02

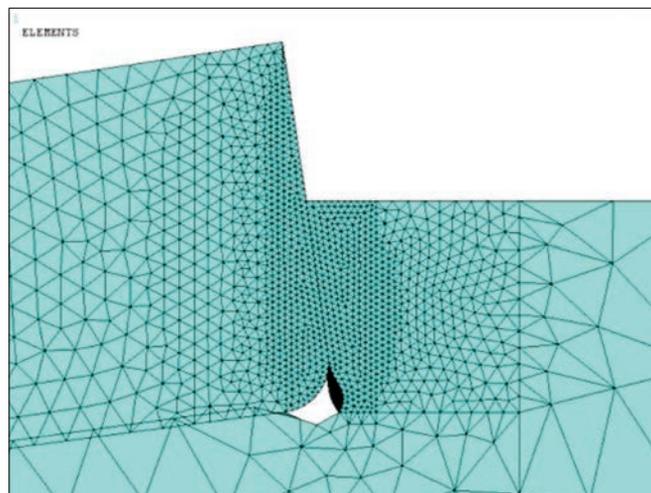


Рис. 2. Конечно-элементная сетка в плоскости симметрии

Конечно-элементная модель составлена из трехмерных восьми-узловых конечных элементов с тремя степенями свободы в каждом узле типа SOLID185 и контактных элементов (см. рис. 2). Для моделирования контактных свойств торца борта внутреннего кольца

использовался трехмерный элемент типа TARGE170, а торца ролика — двухмерный восьмиузловой контактный элемент типа «поверхность с поверхностью» CONTA174. Размер элементов в объемах, непосредственно примыкающих к области контакта, составлял 0,2 мм (см. рис. 1). По мере отдаления от места контакта размер элементов плавно увеличивался до 5 мм (см. рис. 2).

Рассматривались восемь расчетных случаев, различавшихся формой торца борта:

1) коническая поверхность торца;

2–7) торообразная вогнутая радиусами 800 мм, 900, 1000, 1100, 1200 и 1300 мм;

8) торообразная выпуклая радиусом 1100 мм, торец ролика — сферический с радиусом сферы 640 мм.

Расположение торца борта в каждом расчетном случае выбирали таким образом, чтобы точка первоначального касания с роликом располагалась по середине высоты борта.

Силы между роликами, с одной стороны, дорожками качения и бортом внутреннего кольца — с другой, могут быть определены с помощью известной методики квазистатического расчета конических роликподшипников [11, 12]. В условиях гидродинамического трения между роликом и бортом внутреннего кольца сила трения незначительна и основное влияние на напряженно-деформированное состояние в контакте оказывает нормальная контактная сила.

Действующие на ролик нагрузки моделировались приложением сил к узлам на верхних поверхностях 2, 8 и 9 сечения ролика (см. рис. 1). При деформировании сохранялась плоская поверхность. Для каждого расчетного случая контролировалось значение действующей между торцами нормальной контактной силы.

Для закрепления конструкции задавали условия симметрии на соответствующих поверхностях и закрепляли поверхности 5 в направлении оси подшипника.

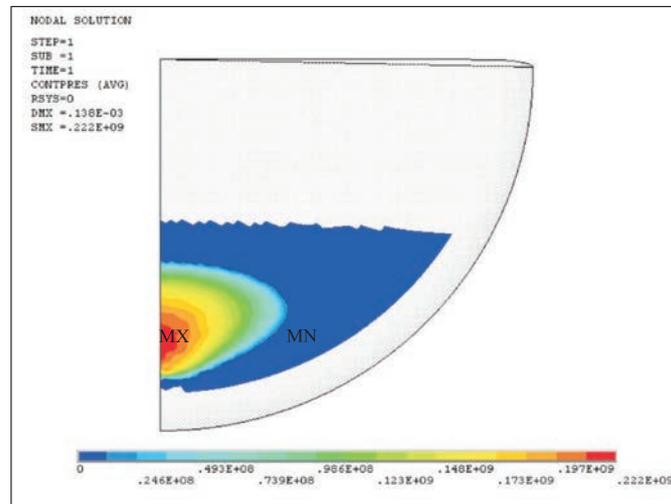
Результаты. Геометрию контактирующих поверхностей оценивали по приведенной кривизне [13]:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_{\text{рол}}} \pm \frac{1}{R_{\text{в.к}}}, \quad (1)$$

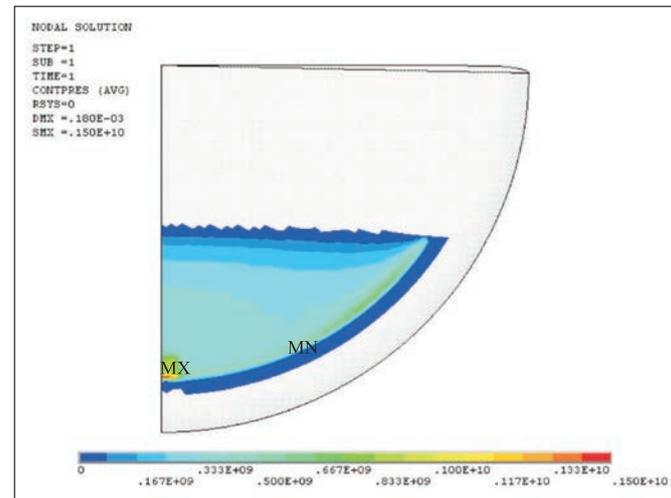
где R — приведенный радиус; $R_{\text{рол}}$ — радиус сферической поверхности торца ролика; $R_{\text{в.к}}$ — радиус торообразной поверхности торца внутреннего кольца; знак «+» берется для выпуклой поверхности, «-» — для вогнутой.

Для расчетных случаев 1–8 значения приведенной кривизны составили, м^{-1} : 0,3125; 0,4514; 0,5625; 0,6534; 0,7292; 0,7933; 1,5625; 2,4716 соответственно.

Принималось, что при перегрузках подшипника нормальная сила в пятне контакта торцов ролика и борта внутреннего кольца может достигать 16 000 Н. В качестве примера на рис. 3, а для расчетного случая 7 при контактной силе 2500 Н показано распределение контактных напряжений по пятну контакта, которое охватывает только часть области проекции друг на друга контактирующих торцевых поверхностей. В этих условиях при правильно выбранной системе смазки в пятне контакта между поверхностями возможно образование масляной пленки [14].



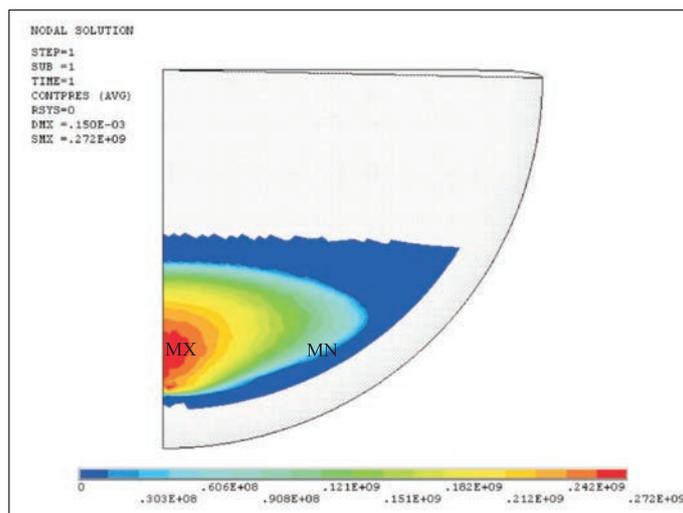
а



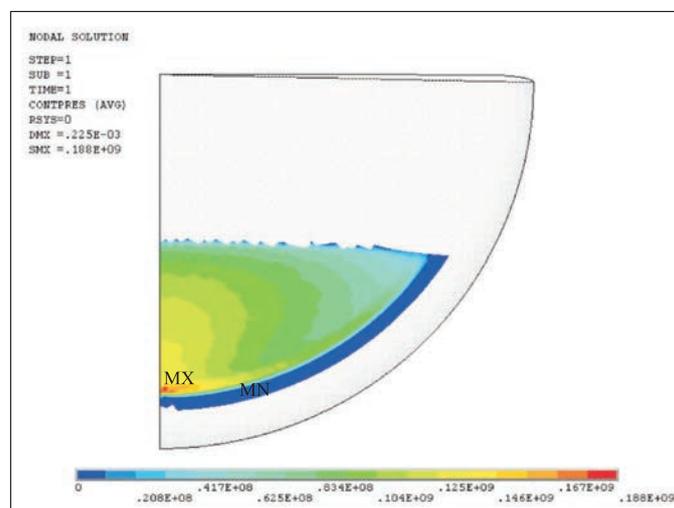
б

Рис. 3. Поле контактного давления (Па) для приведенной кривизны $1,5625 \text{ м}^{-1}$ при нормальной контактной силе 2500 Н (а) и 16 000 Н (б)

По мере возрастания контактной силы размеры пятна контакта увеличиваются, и при ее определенном значении оно охватывает всю область проекции (рис. 3, б). Когда граница пятна контакта достигает границы области проекции друг на друга контактирующих торцевых поверхностей, возникновение между ними режима жидкостного трения становится невозможным.



а



б

Рис. 4. Поле контактного давления (Па) при нормальной контактной силе 5000 Н для приведенной кривизны $1,5625 \text{ м}^{-1}$ (а) и $0,3125 \text{ м}^{-1}$ (б)

Значение нормальной контактной силы, при котором граница пятна контакта достигает границы области проекции друг на друга контактирующих торцевых поверхностей, принималось в качестве предельного. Эти предельные значения зависят от приведенной

кривизны. На рис. 4 показано распределение контактных напряжений при одной и той же контактной силе 5000 Н, но для разных расчетных случаев. При приведенной кривизне $1,5625 \text{ м}^{-1}$ эта контактная сила ниже предельного значения, так что сохраняются требуемые условия контакта (рис. 4, а), а при приведенной кривизне $0,3125 \text{ м}^{-1}$ контактная сила превышает предельное значение, и тогда условия контакта становятся неприемлемыми (рис. 4, б).

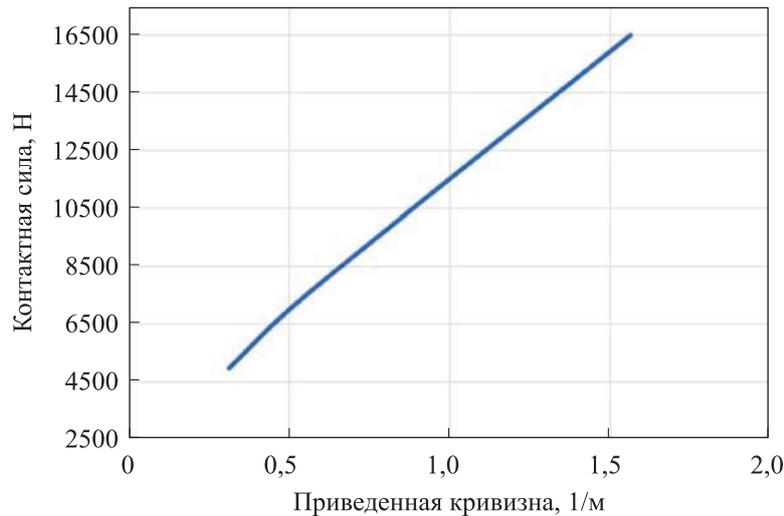


Рис. 5. График зависимости предельной контактной силы от приведенной кривизны пятна контакта

Зависимость предельной контактной силы, при которой условия контакта становятся неприемлемыми, от приведенной кривизны контактирующих торцевых поверхностей показана на рис. 5. Она получена по результатам расчетов для всех рассмотренных случаев.

Заключение. В результате проведенных численных исследований получена зависимость предельного значения контактной нормальной силы между торцами роликов и бортом внутреннего кольца от приведенной кривизны пятна контакта для рассмотренного типоразмера конического роликового подшипника. Предельное значение контактной силы характеризуется тем, что границы пятна контакта достигают границы области проекции друг на друга контактирующих торцевых поверхностей, что делает невозможным возникновение между ними режима жидкостного трения. Изложенный подход может быть использован при оценке работоспособности конических роликоподшипников, воспринимающих большие нагрузки. При проектировании необходимо наряду с другими требованиями к условиям контакта указанных торцевых поверхностей обеспечивать при перегрузках запас расчетного значения контактной силы по отношению к предельному.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Mason M.A., Cartin C.P. Shahidi P., Speich J. E., Hargraves J. Contact stress modeling in railway bearings for imperfect contact geometries. *ASME Joint Rail Conference*. URL: <https://asmedigitalcollection.asme.org/JRC/proceedings-abstract/JRC2015/56451/V001T02A014/267702> (дата обращения 23.08.2022). <https://doi.org/10.1115/JRC2015-5808>
- [2] Лукьянов К.Ю., Пашенцев А.Б., Рахчеев В.Г. Моделирование напряженно-деформированного состояния контактирующих поверхностей опор качения. *Вестник транспорта Поволжья*, 2009, № 2, с. 49–57.
- [3] Wirsching S., Marian M., Bartz M., Stahl T., Wartzack S. Geometrical optimization of the EHL roller face/rib contact for energy efficiency in tapered roller bearings. *Lubricants*, 2021, vol. 9 (7), p. 67.
- [4] Jamison W.E., Kauzlarich J.J., Mochel E.V. Geometric effects on rib-roller contact in tapered roller bearing. *ASLE Transactions*, 1997, vol. 20, pp. 79–88.
- [5] Гайдамака А.В. *Роликоподшипники букс вагонов и локомотивов: моделирование и усовершенствование*. Харьков, Изд-во «Курсор», 2011, 312 с.
- [6] Majdoub F., Saunier L., Sidoroff-Coicaud C., Mevel B. Experimental and numerical roller skew in tapered roller bearings. *Tribology International*, 2020, vol. 145, pp. 106–142.
- [7] Хартнет М. Анализ контактных напряжений в роликоподшипниках. *Проблемы трения и смазки*, 1979, № 1, с. 109–114.
- [8] Гришфельд А.М., Симсон Э.А. Моделирование и оптимизация внутренней конструкции кассетных подшипников для пространства колеи 1520. *Вестник Национального технического университета «ХПИ». Серия: Машиностроение и САПР*, 2020, № 1, с. 10–18.
- [9] Zhang H., Shi W., Liu G., Chen Z. A method to solve the stiffness of double-row tapered roller bearing. *Mathematical Problems in Engineering*, 2019, vol. 2019, pp. 1–13.
- [10] *ГОСТ 801–78. Сталь подшипниковая. Технические условия*. Москва, Изд-во стандартов, 1978, 26 с.
- [11] Жильников Е.П., Пилла К.К. Распределение нагрузки в коническом подшипнике качения. *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*, 2013, № 6 (3), с. 677–684.
- [12] Andreason S. Load distribution in a taper roller bearing arrangement considering misalignment. *Tribology*, 1973, vol. 6 (3), pp. 84–92.
- [13] Harris T.A., Kotzalas M.N. *Essential concepts of bearing technology. Rolling bearing analysis*. Taylor & Francis, 2006, 376 p.
- [14] Colin F., Chevalier F., Chaomleffel J., Dalmaz G., Mul J.D. Starved elastohydrodynamic lubrication of the rib-roller end contact in tapered roller bearings: Film thickness. *Tribology and Interface Engineering Series*, 1998, vol. 34, pp. 253–263.

Статья поступила в редакцию 31.08.2022

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Бражникова А.М. Моделирование напряженно-деформируемого состояния контактирующих поверхностей торца ролика и борта кольца конического роликоподшипника. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2022, вып. 10.
<http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2022-10-2215>

Бражникова Александра Максимовна — аспирант, ассистент кафедры «Механика» СамГТУ. Область интересов: механика деформируемого твердого тела, компьютерное моделирование, конечно-элементный анализ с использованием САЕ ANSYS. e-mail: brazhnikova_98@mail.ru

Stress-strain state simulation of the rib-roller end and of the ring flange contacting surfaces in the tapered roller bearing

© A.M. Brazhnikova

Samara State Technical University, Samara, 443100, Russia

The tapered roller bearings serviceability is significantly affected by contact conditions between the roller ends and the ring flange. In this regard, the actual task is to determine influence of the contacting surfaces geometric shape on the value of the limiting contact force, where the contact spot boundary reaches the boundary of the contacting end surfaces area projecting on each other, and formation of the oil film between them becomes impossible. The stress-strain state was simulated by the finite element method in the CAE ANSYS software package making it possible to adequately evaluate the complex geometry and describe in detail all the features of this contact. The contact pressure fields obtained as a result of the finite element calculations allowed determining the limiting contact force values depending on the value of the contacting ends reduced curvature.

Keywords: tapered roller bearing, stress-strain state model, roller end, inner ring end, contact interaction, contact force, reduced radius, finite element simulation

REFERENCES

- [1] Mason M.A., Cartin C.P., Shahidi P., Speich J. E., Hargraves J. Contact stress modeling in railway bearings for imperfect contact geometries. *ASME Joint Rail Conference*. Available at: <https://asmedigitalcollection.asme.org/JRC/proceedings-abstract/JRC2015/56451/V001T02A014/267702> (accessed August 23, 2022). <https://doi.org/10.1115/JRC2015-5808>
- [2] Lukyanov K.Yu., Pashentsev A.B., Rakhcheev V.G. Modelirovanie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya kontaktiruyuschikh poverkhnostey opor kacheniya [Simulation of the stress-strain state of the rolling bearings contact surfaces]. *Vestnik transporta Povolzhya — Bulletin of the Volga Region transport*, 2009, no. 2, pp. 49–57.
- [3] Wirsching S., Marian M., Bartz M., Stahl T., Wartzack S. Geometrical optimization of the EHL roller face/rib contact for energy efficiency in tapered roller bearings. *Lubricants*, 2021, vol. 9, no. 7, p. 67.
- [4] Jamison W.E., Kauzlarich J.J., Mochel E.V. Geometric effects on rib-roller contact in tapered roller bearing. *ASLE Transactions*, 1997, vol. 20, pp. 79–88.
- [5] Gaidamaka A.V. *Rolikopodshipniki buks vagonov i lokomotivov: modelirovanie i usovershenstvovanie* [Roller bearing axleboxes for wagons and locomotives: simulation and improvement]. Kharkiv, Cursor Publ., 2011, 312 p.
- [6] Majdoub F., Saunier L., Sidoroff-Coicaud C., Mevel B. Experimental and numerical roller skew in tapered roller bearings. *Tribology International*, 2020, vol. 145, pp. 106–142.
- [7] Hartnet M. Analiz kontaknykh napryazheniy v rolikopodshipnikakh [Analysis of contact stresses in roller bearings]. *Problemy treniya i smazki — Problems of Friction and Lubrication*, 1979, no. 1, pp. 109–114.
- [8] Grishfeld A.M., Simson E.A. Modelirovanie i optimizatsiya vnutrenney konstruktsii kassetnykh podshipnikov dlya prostranstva kolets 1520 [Simulation and optimization of the internal design of cassette bearings for the 1520 gauge

- space]. *Vestnik Natsionalnogo tekhnicheskogo universiteta "KhPI". Seriya: Mashinostroenie i SAPR — Bulletin of the KhPI National Technical University, Series: Mechanical engineering and CAD*, 2020, no. 1, pp. 10–18.
- [9] Zhang H., Shi W., Liu G., Chen Z. A method to solve the stiffness of double-row tapered roller bearing. *Mathematical Problems in Engineering*, 2019, vol. 2019, pp. 1–13.
- [10] *GOST 801–78. Stal podshipnikovaya. Tekhnicheskiye usloviya* [GOST 801–78. Bearing steel. Technical specifications]. Moscow, Publishing House of Standards, 1978, 26 p.
- [11] Zhilnikov E.P., Pilla K.K. Raspredelenie nagruzki v konicheskom podshipnike kacheniya [Load distribution in the tapered rolling bearing]. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk — Proceedings of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, 2013, no. 6, vol. 3, pp. 677–684.
- [12] Andreason S. Load distribution in a taper roller bearing arrangement considering misalignment. *Tribology*, 1973, vol. 6, no. 3, pp. 84–92.
- [13] Harris T.A., Kotzalas M.N. *Essential Concepts of Bearing Technology. Rolling bearing analysis*. Taylor & Francis, 2006, 376 p.
- [14] Colin F., Chevalier F., Chaomleffel J., Dalmaz G., Mul J.D. Starved elastohydrodynamic lubrication of the rib-roller end contact in tapered roller bearings: film thickness. *Tribology and Interface Engineering Series*, 1998, vol. 34, pp. 253–263.

Brazhnikova A.M., Post-graduate, Assistant, Department of Mechanics, SamSTU. Field of interest: mechanics of the deformed solid body, computer simulation, finite element analysis using CAE ANSYS. e-mail: brazhnikova_98@mail.ru