

# Механика

УДК 621.822.6

## Динамика двухрядных конических роликовых подшипников

Я.М. Клебанов, К.А. Поляков, А.М. Бражникова

Самарский государственный технический университет

## Dynamics of the double-row tapered roller bearings

Ya.M. Klebanov, K.A. Polyakov, A.M. Brazhnikova

Samara State Technical University

При работе двухрядных конических роликовых подшипников возникают явления, которые не наблюдаются в однорядных. Для их изучения разработана динамическая модель, где подшипник рассмотрен как многомассовая система твердых тел с разрывными связями. В эту модель интегрирована модель контактного гидродинамического трения, позволяющая учесть взаимное проскальзывание деталей роликового подшипника, саморазогрев контактной масляной пленки и возможность заедания рабочих поверхностей. Для учета неравномерности распределения контактного давления и условий трения по длине роликов каждый из них разбивали на жестко связанные небольшие цилиндры — слайсы. Анализ полученных результатов показал, что при работе подшипника внутреннее кольцо периодически смещается в осевом направлении, что является одной из причин возникновения в нем умеренных ударных нагрузок. Проанализированы особенности взаимодействия деталей двухрядного роликового подшипника, обеспечивающих плавность передачи нагрузки в опоре. Установлено, что для рассмотренных режимов работы опасность заедания между роликами и дорожками качения отсутствует.

EDN: BCJQXR

**Ключевые слова:** разрывные связи, опасность заедания, частота перекачивания роликов, многомассовая модель, модель трения, гидродинамический контакт

Operation of the double-row tapered roller bearings causes phenomena not observed in the single-row bearings. A dynamic model was developed to study them, where the bearing was considered as a multi-mass system of solid bodies with the discontinuous connections. This model integrates the contact hydrodynamic friction model making it possible to take into account mutual slipping of the bearing parts, self-heating of the contact oil film and possibility of the working surfaces seizing. To account for the contact pressure and friction conditions uneven distribution along the roller length, each of them was divided into the rigidly connected small cylinders, i.e. slices. The results obtained analysis showed that the inner ring periodically shifted in the axial direction during the bearing operation, which was one of the reasons causing moderate shock loads in it. Features of interaction between the double-row roller bearing parts were analyzed to ensure smooth load transfer in the support. It was established that any danger of jamming between the rollers and raceways was missing with the considered operation modes.

EDN: BCJQXR

**Keywords:** breaking connections, jamming risk, rolling periodicity, multi-mass model, friction model, hydrodynamic contact

Для наиболее полного описания движения и взаимодействия деталей подшипника качения следует использовать многомассовые динамические модели. Это обусловлено прежде всего тем, что динамические модели, в отличие от квазистатических [1, 2], адекватно учитывают разрывной характер связей между деталями такого подшипника. Движение его деталей в современных динамических моделях описывается дифференциальными уравнениями с шестью степенями свободы, а их взаимодействие — уравнениями контактной гидродинамики [1, 3].

Динамические модели способны в реальном времени воспроизводить поведение подшипника с геометрическими несовершенствами поверхностей качения и изменяющимися во времени условиями эксплуатации, описывая нестабильность движения сепаратора, перекосы и проскальзывание тел качения, шум подшипника и многие другие явления [4].

Достаточно точное описание взаимодействия между различными элементами подшипника качения, получаемое с помощью динамических моделей, необходимо для оценки риска нарушения контактных поверхностей (усталости, заедания, изнашивания), прочности сепаратора, общей потери мощности и местоположения ее источников. Все эти важные вопросы связаны между собой.

Динамические модели применяют для расчета подшипников разного типа: шариковых, роликовых цилиндрических, конических, со сферическими роликами и др. [1, 5]. Во многих работах подробно рассмотрена динамика однорядных конических роликовых подшипников (КРП).

В то же время динамическим свойствам двухрядных КРП посвящены лишь единичные публикации [6, 7]. В них предложена многомассовая динамическая модель двухрядного КРП с гидродинамическим контактным взаимодействием деталей. Это позволило оценить влияние нагрузки на подшипник, проскальзывание роликов и мощность тепловыделения в двухрядном КРП, а также влияние скорости вращения внутреннего кольца и осевого натяга на распределение сил между дорожками качения и роликами в зависимости от их орбитального положения.

Вместе с тем в динамической модели [6, 7] ролики и внутреннее кольцо двухрядного КРП обладают только четырьмя степенями свободы (тремя поступательными и одной вращатель-

ной), наружное кольцо — неподвижное. Это исключает возможность учета разворота оси ролика относительно оси КРП, что огрубляет полученные результаты и не позволяет рассматривать поведение подшипника в условиях перекоса осей наружного и внутреннего колец. Кроме того, принятая модель трения не учитывает саморазогрев масляной пленки, что делает невозможным оценку риска возникновения заедания в двухрядном КРП.

Цель работы — анализ особенностей взаимодействия деталей двухрядного КРП в условиях гидродинамического трения.

Предлагаемая многомассовая динамическая модель двухрядного КРП свободна от указанных недостатков. Все его детали имеют по шесть степеней свободы. Для расчета задают неизменное положение наружного кольца, частоту вращения внутреннего кольца и угол перекоса колец.

Ролики разбивают на одинаковые по толщине короткие цилиндры (слайсы) и вычисляют контактное взаимодействие с дорожками качения для каждого слайса в отдельности. Это позволяет учесть влияние профиля роликов и возникающих при работе КРП углов перекоса между роликами и кольцами на распределение давления и условий трения по длине роликов.

Нормальная сила контактного взаимодействия двух тел в модели

$$Q_n = Q'_n + Q''_n,$$

где  $Q'_n$  и  $Q''_n$  — нелинейно упругая и вязкая составляющие нормальной контактной силы.

Упругий контакт каждого слайса и дорожки качения рассчитывают по методике, предложенной в работе [8]. Вязкая составляющая нормальной контактной силы

$$Q''_n = -K \frac{d\delta}{dt},$$

где  $K$  — коэффициент вязкости, выбираемый исходя из рекомендаций [9] и условия минимизации нефизических осцилляций контактных сил;  $\delta$  — контактное сближение;  $t$  — время.

Еще один значительный силовой контакт возникает между торцами роликов и бортами внутреннего кольца. Коэффициенты податливости в контакте между торцами роликов и бортами внутреннего кольца, а также между роликами и сепаратором определяют по результатам конечно-элементного анализа.

Многомассовая динамическая модель двухрядного КРП включает в себя модель контактного гидродинамического трения Мураки [10, 11], которая позволяет учесть саморазогрев масляной пленки и возможность заедания в контакте. Особенности модели трения [10, 11], проявляющиеся при ее применении к подшипникам качения, рассмотрены в работе [12].

Гидродинамический контакт имеет место во всех взаимодействиях между роликами и кольцами. В случае контакта роликов с пластмассовым сепаратором задают постоянный коэффициент трения 0,06 [13, 14].

В качестве примера выполнен расчет двухрядного КРП кассетного типа, широко применяемого в буксовых опорах грузовых железнодорожных вагонов. Внутренний диаметр КРП — 150 мм; наружный диаметр — 250 мм; угол конусности ролика —  $53^\circ$ ; средний диаметр — 21,4 мм; число роликов в одном ряду — 23; осевой зазор в КРП после установки — 0,34 мм. Сепаратор — полиамидный, его базирование происходит по телам качения. Эскиз двухрядного КРП приведен на рис. 1.

В выполненных расчетах принята пластичная смазка подшипника с минеральным базовым маслом класса VG 220, кривые трения которого приведены в работе [13]. При температуре  $40^\circ\text{C}$  кинематическая вязкость этого масла составляет  $220\text{ мм}^2/\text{с}$ , при  $100^\circ\text{C}$  —  $19\text{ мм}^2/\text{с}$ .

Экспериментальные [13] и расчетные зависимости коэффициента трения минерального базового масла от относительного скольжения (отношения скорости скольжения к скорости качения) при температуре  $T = 60^\circ\text{C}$ , скорости качения  $v_{\text{кач}} = 3\text{ м/с}$  и максимальном контактом давлении  $p_{\text{к max}} = 1,00; 1,25\text{ и }1,50\text{ ГПа}$  приведены на рис. 2. Видно, что расчетные данные имеют удовлетворительную сходимость с экспериментальными результатами.

В модели трения толщина масляной пленки между роликами и кольцами вычислена в соответствии с реализуемым в контактах жестким пьезовязким режимом трения. Условия взаимодействия торцов роликов и бортов внутрен-

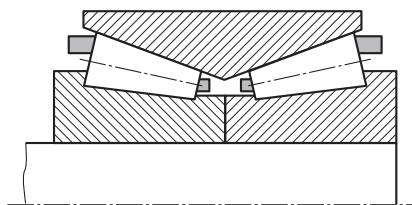


Рис. 1. Эскиз двухрядного КРП

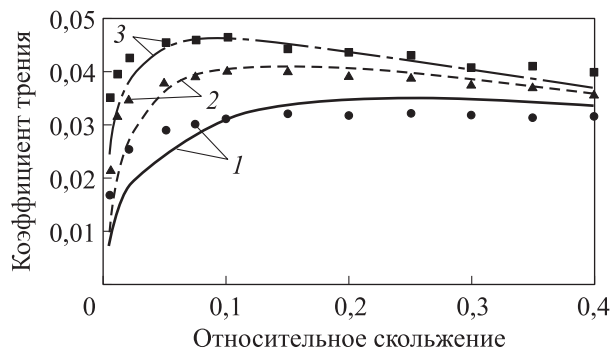


Рис. 2. Экспериментальные (точки) и расчетные (линии) зависимости коэффициента трения минерального базового масла от относительного скольжения при температуре  $T = 60^\circ\text{C}$ , скорости качения  $v_{\text{кач}} = 3\text{ м/с}$  и максимальном контактом давлении  $p_{\text{к max}} = 1,00$  (1), 1,25 (2) и 1,50 ГПа (3)

него кольца для рассматриваемого КРП проанализированы в работе [14].

В двухрядных КРП возникают явления, которые не наблюдаются в однорядных КРП. Для их изучения рассмотрены следующие характерные расчетные случаи динамического нагружения КРП колесной пары грузового вагона [15]:

- 1) к центру внутреннего кольца приложена радиальная сила  $F_r = 118\,862\text{ Н}$ ;
- 2) к центру внутреннего кольца приложена радиальная сила  $F_r = 32\,568\text{ Н}$ , а по его торцу — осевая сила  $F_a = 31\,192\text{ Н}$ ;
- 3) к центру внутреннего кольца приложена радиальная сила  $F_r = 118\,862\text{ Н}$ , при этом угол перекоса колец  $\theta$  в плоскости расположения оси подшипника и радиальной силы составляет  $4^\circ$ ; наличие перекоса означает, что на КРП действует продольный момент.

Во всех расчетных случаях частота вращения внутреннего кольца составляла  $663\text{ мин}^{-1}$ , что соответствует движению вагона со скоростью  $120\text{ км/ч}$ .

При работе КРП на внутреннее кольцо со стороны рядов роликов в каждый момент времени действуют разные по значению суммарные осевые силы, и оно вынуждено периодически смещаться в осевом направлении (рис. 3).

Эти смещения являются комбинацией колебаний главным образом с двумя роторными частотами. Первой из них является частота перекатывания роликов по наружному кольцу, равная  $117,6\text{ Гц}$ , второй — частота перекатывания роликов по внутреннему кольцу, составляющая  $136,5\text{ Гц}$ . Размах смещений складывается из рабочего осевого зазора и контактных деформаций роликов и колец.

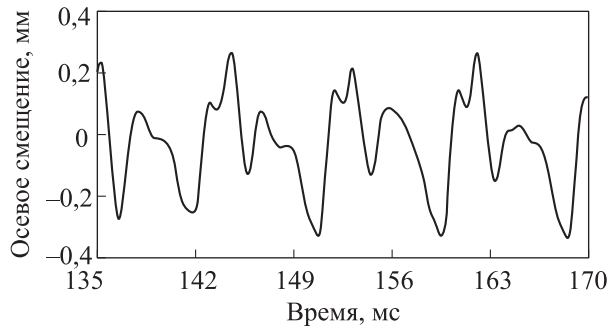


Рис. 3. Зависимость осевого смещения центра внутреннего кольца от времени для первого расчетного случая

Одним из результатов осевых колебаний внутреннего кольца является нестабильность движения его центра. При стабильном движении траектория центра кольца имеет форму, близкую к круговой. В рассматриваемом КРП эта траектория имеет изломы, что свидетельствует о периодических ударах в подшипнике.

В качестве примера на рис. 4 приведена траектория центра внутреннего кольца для второго расчетного случая (при одновременном действии на КРП радиальной силы  $F_r = 32\,568$  Н и осевой силы  $F_a = 31\,192$  Н). Частота, с которой центр кольца совершает движение по этой траектории, равна таковой для перекатывания роликов по наружному кольцу. Изломы на траектории возникают при переходе максимальной нагрузки между соседними роликами более нагруженного ряда.

Ударный характер взаимодействия деталей в КРП проиллюстрирован на рис. 5, где показано изменение во времени контактной силы между упорными поверхностями бортов внутреннего кольца и малым (—) или большим (—) торцами роликов для второго расчетного случая

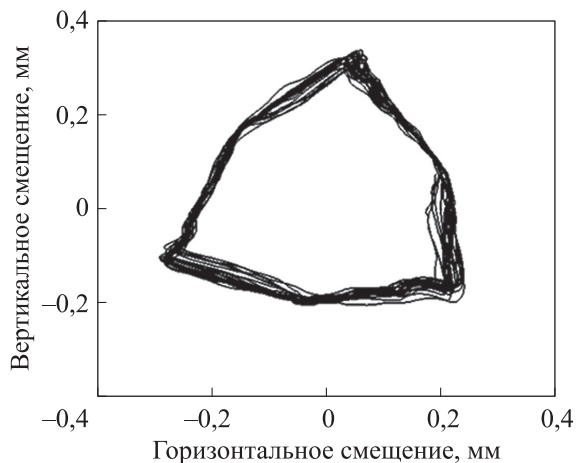


Рис. 4. Траектория центра внутреннего кольца для второго расчетного случая

кольца и торцами роликов для второго случая. Большие значения контактных сил на торцах возникают одновременно с большими силами между роликами и дорожками качения.

Наибольшая нагрузка в каждом ряду в текущий момент времени воспринимается одним или двумя роликами. При этом единственным асимптотически устойчивым состоянием внутреннего кольца является такое, при котором наибольшая нагрузка в одном ряду приходится на один ролик, а в другом — на два.

Этим объясняется то, что при установившемся вращении средние угловые скорости обоих сепараторов после периода неустано-

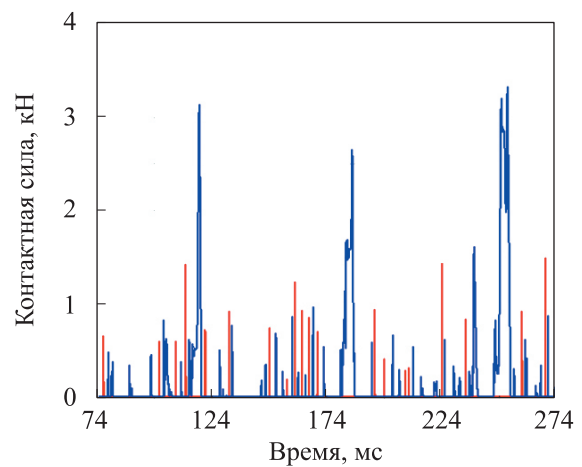


Рис. 5. Изменение во времени контактной силы между упорными поверхностями бортов внутреннего кольца и малым (—) или большим (—) торцами роликов для второго расчетного случая

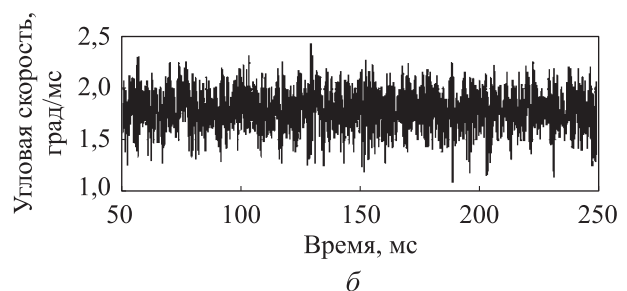
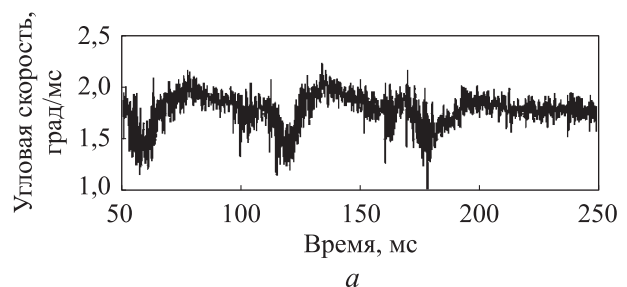


Рис. 6. Зависимости угловой скорости сепараторов для менее (а) и более (б) нагруженных рядов от времени во втором расчетном случае

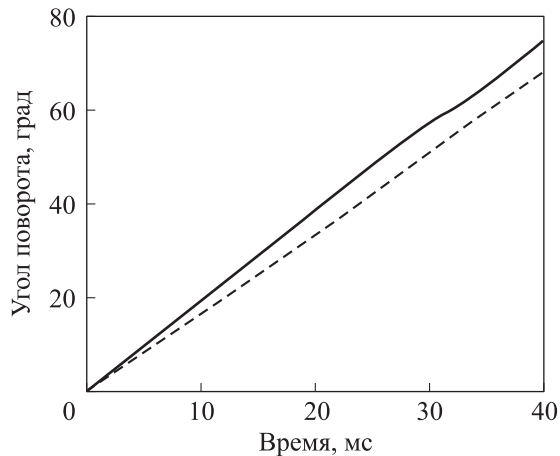


Рис. 7. Зависимости угла поворота центров окон сепараторов нагруженного (—) и ненагруженного (---) рядов от времени для третьего расчетного случая

вившегося движения становятся одинаковыми (рис. 6), а угловое отставание одного из сепараторов — примерно равным половине центрального угла между окнами.

Зависимость угла поворота центров окон сепараторов от времени для третьего расчетного случая ( $F_r = 118\,862\text{ Н}$  и  $\theta = 4^\circ$ ) показана на рис. 7. В начальный момент времени окна сепараторов расположились напротив друг друга, а затем они сдвинулись на угол, немного меньший половины центрального угла между окнами. Такое же явление имело место и в других расчетных случаях. Рассмотренная особенность взаимодействия деталей двухрядных

КРП обеспечивает плавность передачи нагрузки в опоре.

Между роликами и дорожками качения в условиях гидродинамического трения неизбежно возникает проскальзывание. При этом скорость скольжения между роликами и наружным кольцом во всех расчетных случаях почти в 10 раз меньше скорости скольжения между роликами и внутренним кольцом. Относительное скольжение в контакте роликов и дорожек качения в рассмотренных случаях составляло не более 0,29, а его критическое значение по условиям возникновения заедания [12] — не менее 0,45. Таким образом, опасность заедания на дорожках качения отсутствует.

## Выводы

1. Предложена многомассовая динамическая модель двухрядного КРП с разрывными связями и гидродинамическим контактным взаимодействием деталей, позволяющая учитывать влияние несоосности колец, саморазогрев масляной пленки и оценивать возможность заедания в контакте.

2. В результате моделирования двухрядного КРП изучены явления, которые не наблюдаются в однорядных КРП: периодические осевые смещения внутреннего кольца, некруглость траектории его центра и синхронизация угловых скоростей сепараторов.

## Литература

- [1] Kumbhar S.G., Sudhagar P.E., Desavale R.G. An overview of dynamic modeling of rolling-element bearings. *Noise Vib. Worldw.*, 2021, vol. 52, no. 1–2, pp. 3–18, doi: <https://doi.org/10.1177/0957456520948279>
- [2] Zhang F., Lv H., Han Q. et al. The effects analysis of contact stiffness of double-row tapered roller bearing under composite loads. *Sensors*, 2023, vol. 23, no. 10, art. 4967, doi: <https://doi.org/10.3390/s23104967>
- [3] Klebanov I.M., Polyakov K.A., Petrov V.R. et al. Slip in roller bearings under hydrodynamic contact friction. *J. Frict. Wear*, 2022, vol. 43, no. 1, pp. 74–79, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068366622010068>
- [4] Gupta P.K. Advanced dynamics of rolling elements. *Springer*, 1984. 196 p.
- [5] Hong S.W., Tong V.C. Rolling-element bearing modeling: a review. *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, 2016, vol. 17, no. 12, pp. 1729–1749, doi: <https://doi.org/10.1007/s12541-016-0200-z>
- [6] Bercea I., Cretu S., Nelias D. Analysis of double-row tapered roller bearings, part I — Model. *Tribol. Trans.*, 2003, vol. 46, no. 2, pp. 228–239, doi: <https://doi.org/10.1080/10402000308982622>
- [7] Nelias D., Bercea I., Mitu N. Analysis of double-row tapered roller bearings, part II — Results: prediction of fatigue life and heat dissipation. *Tribol. Trans.*, 2003, vol. 46, no. 2, pp. 240–247, doi: <https://doi.org/10.1080/10402000308982623>

- [8] Teutsch R., Sauer B. An alternative slicing technique to consider pressure concentrations in non-Hertzian line contacts. *J. Tribol.*, 2004, vol. 126, no. 3, pp. 436–442, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1739244>
- [9] Krämer E. *Dynamics of rotors and foundations*. Springer, 2013. 383 p.
- [10] Muraki M. EHL traction and related rheological parameters under high temperature conditions. *J. Synth. Lubr.*, 1992, vol. 9, no. 1, pp. 29–43, doi: <https://doi.org/10.1002/jsl.3000090104>
- [11] Muraki M. Molecular structure of synthetic hydrocarbon oils and their rheological properties governing traction characteristics. *Tribol. Int.*, 1987, vol. 20, no. 6, pp. 347–354, doi: [https://doi.org/10.1016/0301-679X\(87\)90063-6](https://doi.org/10.1016/0301-679X(87)90063-6)
- [12] Klebanov I.M., Moskalik A.D., Brazhnikova A.M. Critical sliding in rolling bearings under hydrodynamic friction conditions. *J. Frict. Wear*, 2022, vol. 43, no. 4, pp. 255–261, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068366622040067>
- [13] Vengudusamy B., Enekes C., Spallek R. EHD friction properties of ISO VG 320 gear oils with smooth and rough surfaces. *Friction*, 2020, vol. 8, no. 1, pp. 164–181, doi: <https://doi.org/10.1007/s40544-019-0267-5>
- [14] Бражникова А.М. Моделирование напряженно-деформируемого состояния контактирующих поверхностей торца ролика и борта кольца конического роликоподшипника. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2022, № 10, doi: <https://doi.org/10.18698/2308-6033-2022-10-2215>
- [15] Ferreira J.L.A., Balthazar J.C., Araujo A.P.N. An investigation of rail bearing reliability under real conditions of use. *Eng. Fail. Anal.*, 2003, vol. 10, no. 6, pp. 745–758, doi: [https://doi.org/10.1016/S1350-6307\(02\)00052-3](https://doi.org/10.1016/S1350-6307(02)00052-3)

## References

- [1] Kumbhar S.G., Sudhagar P.E., Desavale R.G. An overview of dynamic modeling of rolling-element bearings. *Noise Vib. Worldw.*, 2021, vol. 52, no. 1–2, pp. 3–18, doi: <https://doi.org/10.1177/0957456520948279>
- [2] Zhang F., Lv H., Han Q. et al. The effects analysis of contact stiffness of double-row tapered roller bearing under composite loads. *Sensors*, 2023, vol. 23, no. 10, art. 4967, doi: <https://doi.org/10.3390/s23104967>
- [3] Klebanov I.M., Polyakov K.A., Petrov V.R. et al. Slip in roller bearings under hydrodynamic contact friction. *J. Frict. Wear*, 2022, vol. 43, no. 1, pp. 74–79, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068366622010068>
- [4] Gupta P.K. *Advanced dynamics of rolling elements*. Springer, 1984. 196 p.
- [5] Hong S.W., Tong V.C. Rolling-element bearing modeling: a review. *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, 2016, vol. 17, no. 12, pp. 1729–1749, doi: <https://doi.org/10.1007/s12541-016-0200-z>
- [6] Bercea I., Cretu S., Nelias D. Analysis of double-row tapered roller bearings, part I — Model. *Tribol. Trans.*, 2003, vol. 46, no. 2, pp. 228–239, doi: <https://doi.org/10.1080/10402000308982622>
- [7] Nelias D., Bercea I., Mitu N. Analysis of double-row tapered roller bearings, part II — Results: prediction of fatigue life and heat dissipation. *Tribol. Trans.*, 2003, vol. 46, no. 2, pp. 240–247, doi: <https://doi.org/10.1080/10402000308982623>
- [8] Teutsch R., Sauer B. An alternative slicing technique to consider pressure concentrations in non-Hertzian line contacts. *J. Tribol.*, 2004, vol. 126, no. 3, pp. 436–442, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1739244>
- [9] Krämer E. *Dynamics of rotors and foundations*. Springer, 2013. 383 p.
- [10] Muraki M. EHL traction and related rheological parameters under high temperature conditions. *J. Synth. Lubr.*, 1992, vol. 9, no. 1, pp. 29–43, doi: <https://doi.org/10.1002/jsl.3000090104>
- [11] Muraki M. Molecular structure of synthetic hydrocarbon oils and their rheological properties governing traction characteristics. *Tribol. Int.*, 1987, vol. 20, no. 6, pp. 347–354, doi: [https://doi.org/10.1016/0301-679X\(87\)90063-6](https://doi.org/10.1016/0301-679X(87)90063-6)

- [12] Klebanov I.M., Moskalik A.D., Brazhnikova A.M. Critical sliding in rolling bearings under hydrodynamic friction conditions. *J. Frict. Wear*, 2022, vol. 43, no. 4, pp. 255–261, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068366622040067>
- [13] Vengudusamy V., Enekes C., Spallek R. EHD friction properties of ISO VG 320 gear oils with smooth and rough surfaces. *Friction*, 2020, vol. 8, no. 1, pp. 164–181, doi: <https://doi.org/10.1007/s40544-019-0267-5>
- [14] Brazhnikova A.M. Stress-strain state simulation of the rib-roller end and of the ring flange contacting surfaces in the tapered roller bearing. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii* [Engineering Journal: Science and Innovation], 2022, no. 10, doi: <https://doi.org/10.18698/2308-6033-2022-10-2215> (in Russ.).
- [15] Ferreira J.L.A., Balthazar J.C., Araujo A.P.N. An investigation of rail bearing reliability under real conditions of use. *Eng. Fail. Anal.*, 2003, vol. 10, no. 6, pp. 745–758, doi: [https://doi.org/10.1016/S1350-6307\(02\)00052-3](https://doi.org/10.1016/S1350-6307(02)00052-3)

Статья поступила в редакцию 01.09.2023

## Информация об авторах

**КЛЕБАНОВ Яков Мордухович** — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Механика». Самарский государственный технический университет (443100, Самара, Российская Федерация, Молодогвардейская ул., д. 244, главный корпус, e-mail: [jklebanov@mail.ru](mailto:jklebanov@mail.ru)).

**ПОЛЯКОВ Константин Анатольевич** — кандидат физико-математических наук, доцент, доцент кафедры «Механика». Самарский государственный технический университет (443100, Самара, Российская Федерация, Молодогвардейская ул., д. 244, главный корпус, e-mail: [garry\\_c@rambler.ru](mailto:garry_c@rambler.ru)).

**БРАЗНИКОВА Александра Максимовна** — аспирант, старший преподаватель кафедры «Механика». Самарский государственный технический университет (443100, Самара, Российская Федерация, Молодогвардейская ул., д. 244, главный корпус, e-mail: [brazhnikova\\_98@mail.ru](mailto:brazhnikova_98@mail.ru)).

## Information about the authors

**KLEBANOV Yakov Mordukhovich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of the Department of Mechanics. Samara State Technical University (443100, Samara, Russian Federation, Molodogvardeyskaya St., 244, main building, e-mail: [jklebanov@mail.ru](mailto:jklebanov@mail.ru)).

**POLYAKOV Konstantin Anatolyevich** — Candidate of Science (Phys.-Math.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Mechanics. Samara State Technical University (443100, Samara, Russian Federation, Molodogvardeyskaya St., 244, main building, e-mail: [garry\\_c@rambler.ru](mailto:garry_c@rambler.ru)).

**BRAZHNIKOVA Alexandra Maksimovna** — Postgraduate, Senior Lecturer, Department of Mechanics. Samara State Technical University (443100, Samara, Russian Federation, Molodogvardeyskaya St., 244, main building, e-mail: [brazhnikova\\_98@mail.ru](mailto:brazhnikova_98@mail.ru)).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Клебанов Я.М., Поляков К.А., Бражникова А.М. Динамика двухрядных конических роликовых подшипников. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 2, с. 3–9.

### Please cite this article in English as:

Klebanov Ya.M., Polyakov K.A., Brazhnikova A.M. Dynamics of the double-row tapered roller bearings. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 2, pp. 3–9.