

А.М. ГИРШФЕЛЬД, Э. А. СИМСОН

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ ВНУТРЕННЕЙ КОНСТРУКЦИИ КАСЕТНЫХ ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ПРОСТРАНСТВА КОЛЕИ 1520

Развитие скоростных пассажирских перевозок прочно связано с применением закрытых конических кассетных подшипниковых узлов. Вследствие того, что в упомянутых закрытых кассетных подшипниковых узлах не производится замена смазки, продукты износа на протяжении всего периода эксплуатации остаются внутри подшипника и в дальнейшем, накапливаясь, начинают работать как абразив, интенсифицируя износ подшипника почти экспоненциально. Для достижения высоких эксплуатационных показателей (8 лет службы или 800 тыс. км пробега без технического обслуживания) при проектировании закрытых подшипниковых узлов необходимо обеспечить предельное снижение износа. В статье рассмотрены основные особенности математического моделирования и оптимизации внутренней геометрии конических кассетных подшипников. Целью настоящего исследования стала разработка уточненных математических моделей для определения особенностей нагружения и напряженно-деформированного состояния, а также последующая оптимизация внутренней геометрии конических кассетных подшипников для пространства железнодорожной колеи 1520. В качестве основного метода исследования был выбран метод конечных элементов. На первом этапе математическая модель включала находящиеся во взаимном нелинейном контакте адаптер, двухрядное наружное кольцо, конические ролики, два внутренних кольца, ось колесной пары, колесо и рельс. На втором этапе был исследован сам подшипниковый узел – закрытая коническая «кассета» для определения распределения нагрузок в окружном направлении. В результате проведенной работы были исследованы несколько типоразмеров конической кассеты двухрядных кассетных подшипников - 130x230 мм, 150x250 мм и 130x250 мм. Авторами была разработана комплексная мульти-контактная конечно-элементная модель для анализа напряженно-деформированного состояния, прочности и долговечности конической «кассеты» для пространства колеи 1520. Найдены основные закономерности напряженно-деформированного состояния и оптимальной внутренней геометрии конической кассеты.

Ключевые слова: конический двухрядный кассетный подшипник; метод конечных элементов; математическая модель; оптимизация

А.М. ГИРШФЕЛЬД, Е. А. СИМСОН

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ВНУТРІШНЬОЇ КОНСТРУКЦІЇ КАСЕТНИХ ПІДШИПНИКІВ ДЛЯ ПРОСТОРУ КОЛІЇ 1520

Розвиток швидкісних пасажирських перевезень тісно пов'язаний з використанням закритих конічних кассетних підшипникових вузлів. Внаслідок того, що у згаданих закритих кассетних підшипникових вузлах не здійснюється заміна мастила, продукти зношення протягом всього періоду експлуатації залишаються всередині підшипника й, у подальшому, накопичуючись, починають працювати як абразив, інтенсифікуючи зношення підшипника майже експоненціально. Для досягнення високих експлуатаційних показників (8 років служби або 800 тис. км пробігу без технічного обслуговування) при проектуванні закритих підшипникових вузлів потрібно забезпечити максимальне зниження зношування. У статті розглянуті основні особливості математичного моделювання та оптимізації внутрішньої геометрії конічних кассетних підшипників. Метою дослідження стала розробка уточнених математичних моделей для визначення особливостей навантаження та напружено-деформованого стану, а також наступна оптимізація внутрішньої геометрії конічних дворядних кассетних підшипників для простору залізничної колії 1520. Як основний метод дослідження було обрано метод скінченних елементів. На першому етапі математична модель включала адаптер, дворядне зовнішнє кільце, конічні ролики, два внутрішні кільця, вісь колісної пари, колесо та рельс, які знаходяться у взаємній нелінійній контактній взаємодії. На другому етапі було досліджено власне підшипниковий вузол – закрити конічна «кассета» для визначення розподілу навантаження в окружному напрямку. В результаті проведеної роботи було досліджено декілька типорозмірів конічної кассети дворядних кассетних підшипників - 130x230 мм, 150x250 мм та 130x250 мм. Авторами було розроблено комплексну мульти-контактну скінченно-елементну модель для аналізу напружено-деформованого стану, міцності та довговічності конічної «кассети» для простору колії 1520. Знайдено основні закономірності напружено-деформованого стану й оптимальної внутрішньої геометрії конічної кассети.

Ключові слова: конічний дворядний кассетний підшипник; метод скінченних елементів; математична модель; оптимізація

A. GIRSHFELD, E. SIMSON

MATH SIMULATION AND OPTIMIZATION OF INNER DESIGN OF TAPERED CARTRIDGE BEARING UNITS FOR 1520 RAIL SPACE

Development of high-speed passenger transportation is closely related to the application of closed tapered cassette bearing units. Due to the fact that the above mentioned closed cassette bearing units do not have grease replacement, wear products remain inside the bearing during the whole operation period and later through increasing of their amount they start to work as an abrasive causing almost exponential intensified wear. To get high operational parameters (8 years of service life or 800 thousand kilometers of maintenance-free run) during designing of closed bearing units it is required to provide limited decrease of wear. Main features of mathematical simulation and optimization of inner geometry of tapered cassette bearings are considered in the paper. The goal of this research was development of specified mathematical models to define features of loading and stress-strain behavior as well as further optimization of inner geometry of double row tapered cassette bearings for 1520 gauge railways. Finite element method was taken as the main method of research. At the first stage mathematical model included adapter, double row outer ring, tapered rollers, two inner rings, wheel set axle, wheel and rail that were in mutual non-linear contact interaction. The bearing unit itself was explored at the second stage – closed tapered “cassette” to define distribution of loading in circumferential direction. In the result of performed work it was investigated several typical sizes of tapered cassette of double row cassette bearings – 130x230 mm, 150x250 mm and 130x250 mm. The authors developed complex multi-contact finite element model to analyze stress-strain behavior, strength and durability of tapered “cassette” for 1520 gauge railways. Main patterns of stress-strain behavior and optimum inner geometry of tapered cassette were developed.

Keywords: double row tapered cassette bearing; finite element method; mathematical model; optimization

Введение. Первые подшипники появились вскоре после изобретения колеса и, сопровождая всю историю развития техники и цивилизации, стали неотъемлемой частью большинства машин и механизмов. В то же время сколь-нибудь существенные

изменения в конструкции подшипника происходили крайне редко. После изобретения подшипников качения долгое время использовались только два вида тел качения – шарик и цилиндрический ролик, пока

© А.М. Гиршфельд, Э. А. Симсон, 2020

в конце XIX века инженер Генри Тимкен (Henry Timken) не установил на лошадиную повозку конический подшипник. Через 100 лет в железнодорожном транспорте развитых стран началось применение двухрядной конической «кассеты» вместо пары цилиндрических буксовых подшипников. Помимо замены цилиндрических тел качения на конические, что обеспечило компактность узла и повышение несущей способности, эта конструкция стала эталонным закрытым, так называемым «кассетным», подшипниковым узлом, не требующим замены масла и/или любого другого обслуживания на протяжении 800.000 км и даже 1 млн. км безремонтного пробега. Модернизация грузового подвижного состава в США с конца 70-х годов прошлого века шла под лозунгом «отсутствие смазки в эксплуатации». Развитие скоростных пассажирских перевозок в Европе, а затем и в Китае также прочно связано с применением закрытой конической кассеты

Однако, вследствие того, что в кассетных узлах не производится замена смазки, продукты износа на протяжении всего периода эксплуатации остаются внутри подшипника. Так что как только продукты износа появятся в достаточном количестве, то в дальнейшем, работая как абразив, они интенсифицируют износ почти экспоненциально. Поэтому для достижения столь высоких эксплуатационных показателей (8 лет или 800 тыс. км пробега без технического обслуживания) при проектировании закрытых подшипниковых узлов необходимо обеспечить предельное снижение износа.

При этом следует иметь в виду более жесткие условия эксплуатации буксовых подшипников на пространстве колеи 1520 (территория бывшего СССР), характеризующиеся повышенными динамическими нагрузками и необходимостью обеспечения работоспособности узла в широком диапазоне температур, в том числе – вплоть до минус 60⁰С. Эти особенности эксплуатации привели в свое время к использованию на колее 1520 более гибких трехзвенных тележек, что оправдано с точки зрения динамической прочности самой тележки, однако вносит дополнительную специфику в нагружение подшипникового узла как традиционного буксового, так и перспективного – кассетного, работающего под адаптером.

В настоящей статье рассмотрены основные особенности математического моделирования и оптимизации внутренней геометрии конических кассетных подшипников. Математические модели и методика исследования аналогичны примененным авторами при оптимизации цилиндрических буксовых подшипниковых узлов Duplex. Из соображений промышленной тайны некоторые исходные геометрические размеры и, как следствие, например, количество роликов, для которых выполнены расчеты, могут быть изменены по сравнению с реальными, на основании которых проектировался TBU 1520 HARP.

Цель работы. Целью настоящего исследования является разработка уточненных математических моделей для определения особенностей нагру-

жения и напряженно-деформированного состояния и последующей оптимизации внутренней геометрии конических двухрядных кассетных подшипников для пространства железнодорожной колеи 1520.

Анализ последних исследований. Определению параметров, влияющих на срок службы конических одно- и двухрядных подшипников в тяжелых условиях службы, посвящено большое количество исследований.

В работе [1] проведено исследование влияния смещений элементов подшипника, вызванных радиальными и моментными нагрузками, на его основные характеристики: жесткость, величины контактных напряжений между роликами и внутренним и внешним кольцами и боковой стенкой колец. Предложена уточненная математическая модель подшипника типа 30208A, использующая для определения смещений уравнения равновесия ролика и внутреннего кольца, а также учитывающая центробежную силу и гироскопический момент подшипника. Приведены результаты расчета подшипника, показаны зависимости смещений, жесткости, контактных напряжений подшипника от величин нагрузок и частоты вращения. Сообщается, что результаты расчетов по предложенной методике в целом совпадают с результатами, полученными коммерческой программой, однако иногда имеют существенную (до 5%) погрешность.

В работе [2] проведено исследование влияния профиля ролика на жесткость конического роликового подшипника. Предложена математическая модель подшипника типа 30208A, позволяющая учесть форму ролика. Приведены зависимости жесткости подшипника от частоты вращения для роликов с простой конической формой, конического ролика с фасками и бомбинированного ролика. Отмечено, что незначительные изменения формы роликов (параметры фаски, радиус короны) значительно влияют на жесткость подшипников. Однако, для некоторых параметров подшипника, результаты расчетов имеют существенную погрешность (до 8,6%), что, возможно, вызвано неправильным заданием геометрии подшипника.

В работе [3] исследованы жесткость, смещения и распределение нагрузки в контактах ролик–кольцо в конических подшипниках с 4 типичными профилями роликов: простой конической формы, конического ролика с фасками, полностью и частично бомбинированных роликов. Приведена математическая модель подшипника, позволяющая моделировать его с роликами 4-х приведенных выше типов. Отмечено, что наибольшую осевую жесткость и наименьшее осевое смещение подшипника обеспечивает ролик простой конической формы. Однако при использовании такого ролика увеличение осевой нагрузки вызывает резкое возрастание контактного напряжения на торцах. Наименьшее максимальное контактное напряжение в приведенном диапазоне осевых нагрузок имеет конструкция с частично бомбинированным роликом.

В работе [4] авторы предложили методику оптимизации профиля ранее выбранного частично

бомбинированного ролика. Оптимизация профиля была проведена для комбинированной целевой функции, учитывающей усталостный ресурс подшипника и жесткость, при оптимизации варьировались длина центральной плоской части и радиусы бомбин на концах ролика в составе конического подшипника модели 30208-А. После аппроксимации результатов расчетов предложены формулы для приближенного вычисления оптимальных параметров профиля ролика исходя из геометрии подшипника, нагрузки на него, модуля упругости и коэффициента Пуассона. Авторы утверждают, что полученные по предложенной формуле параметры оптимального профиля совпадают с расчетными для некоторых других моделей подшипников.

Работа [5] посвящена прогнозированию усталостной долговечности подшипников высокоскоростного подвижного состава исходя из контактных напряжений в них. Отмечено, что при надлежащей установке, качественных уплотнениях и смазке аварии подшипников в основном происходят из-за усталостных повреждений. Проведены расчеты срока службы подшипников традиционным методом, основанным на работах Льюндберга, Палмгрена и прочих, а также предложенным авторами методом, определяющим срок службы подшипника исходя из контактных напряжений в нем. Отмечено, что определенный классическим методом срок службы всегда ограничен вне зависимости от величины нагрузки, однако испытания на долговечность прецизионных подшипников это опровергают.

В работе [6] показано, что классические модели и аналитические методы расчета срока службы подшипников, часть из которых описана в литературе выше, не учитывают многие эксплуатационные аспекты: большую вариативность сценариев нагружения, неточность установки, нежесткие опоры, а также остаточные напряжения, неадекватные условия смазки и концентрации напряжений из-за несовершенства геометрии. Предложено использовать метод конечных элементов (МКЭ) в качестве инструмента прогнозирования срока службы поверхностей и подповерхностных слоев колец и роликов, приведен список дополнительных задач, которые могут быть решены при использовании МКЭ для такого прогнозирования.

Анализ примененного в буксе высокоскоростного подвижного состава двухрядного подшипника методом конечных элементов приведен в [7]. Отмечено, что поломки большинства железнодорожных подшипников происходят из-за контактных усталостных повреждений, вызванных контактными напряжениями между роликом и кольцом.

В статье [8] были промоделированы конические подшипники с роликами различного профиля, для каждого типа ролика получено распределение контактных напряжений. Наибольшее максимальное контактное напряжение получено на концах ролика простой конической формы, в месте, где внутреннее кольцо имеет наименьшую толщину. Экспериментально установлено увеличение в 1,67 раза срока службы подшипника при использовании ролика с оптимальной формой поверхности.

Исследование [9] посвящено определению контактных напряжений двухрядного конического подшипника аналитически, экспериментально и методом конечных элементов. Отмечено, что одними из основных недостатков конечно-элементного моделирования являются обеспечение сходимости и подбор размеров сетки, обеспечивающих приемлемый баланс между временем моделирования и точностью полученных результатов. Предложен итерационный алгоритм решения конечно-элементной задачи. На каждой итерации конечно-элементного расчета 3D-модель подшипника разбивается на все более мелкие подмодели в местах контакта и отрыва ролика от колец, при этом размер генерируемой сетки для каждой новой итерации существенно меньше, чем для предыдущей. Отмечено, что для совпадения полученных методом конечно-элементного моделирования и экспериментально значений контактных напряжений в зонах контакта необходимо использовать сетку с размерами 0,0025...0,0032 мм. Отмечено увеличение контактного напряжения по краю простого конического ролика.

В работе [10] проведено исследование работы кассетного конического двухрядного подшипника в составе тележки типа К5 грузового вагона МКЭ. Исследование проведено в 2 этапа. На первом этапе моделировалась динамическая система, состоящая из адаптера, подшипника, оси, колеса и рельса, подшипник моделировался недеформируемым твердым телом. При этом использовались полученные экспериментально силы в контакте колесо-рельс во время движения по кривой радиусом 300 м на протяжении 8 с. На втором этапе непосредственно моделировалась работа подшипника, данные о напряженно-деформированном состоянии в сечении оси колесной пары использованы как граничные условия. Отмечено, что наиболее напряженные точки расположены на концах роликов (краевой эффект). После получения максимальных интенсивностей напряжений определен срок службы элементов подшипника.

Такие параметры конических подшипников как контактное напряжение, жесткость, смещения, определяющие их срок службы согласно современной теории, определяются аналитическими, экспериментальными и численными методами. Наиболее точные результаты дает математическое моделирование с использованием метода конечных элементов. На сегодняшний день авторы, использующие в своих исследованиях численные методы, создали методики определения тех или иных зависимостей для различных конструкций подшипников, результаты расчетов по которым имеют хорошее совпадение с экспериментально определенными. Таким образом, МКЭ подтвердил свою способность быть точным инструментом исследователя, однако высокая ресурсоемкость расчетов тормозит широкое применение метода непосредственно для многокритериальной оптимизации.

Исследования по оптимизации конструкции элементов подшипников обычно производятся аналитически по упрощенным математическим моделям, что существенно сокращает время и трудоемкость. Однако полученные таким методом результа-

ты часто имеют существенные расхождения с результатами, полученными экспериментально, что не позволяет считать задачу создания методики оптимизации решенной.

Математическая модель и метод конечных элементов. Основным методом исследования является метод конечных элементов в форме метода перемещений. Задача в конечном виде оказывается нелинейной в силу наличия участков контактирования упругих тел с неизвестной границей контакта и глубиной взаимного проникновения тел. При этом внутри конечных элементов все основные уравнения приняты в рамках линейной теории упругости, а именно: геометрические соотношения Коши в виде $\epsilon - Ru = 0$, где ϵ – деформации, u – перемещения, R – матричный дифференциальный оператор; физические соотношения закона Гука в виде $\sigma - D\epsilon = 0$, где σ – напряжения, D – матрица упругих постоянных; а уравнения равновесия – в виде $R^T\sigma - f = 0$ – внутри элементов и $C\sigma - p = 0$ – на поверхности, где заданы силовые граничные условия. Здесь f – объемные нагрузки, p – поверхностные нагрузки, C – матрица направляющих косинусов. В результате уравнения приобретают вид

$$[R^TDR]u + f = 0 \text{ и } [CDR]u - p = 0, \quad (1)$$

при этом на части поверхности заданы граничные условия в перемещениях $u = u^*$. Аппроксимируя перемещения внутри элемента через базисные функции и узловые перемещения: $u = Nv$, где N – матрица базисных функций, а v – вектор узловых перемещений, получим классические соотношения МКЭ в виде

$$Kv = Q, \quad (2)$$

где K – матрица жесткости, Q – вектор узловых нагрузок, $V = RN$. При этом получаем

$$K = [B^TDB]dV, \quad Q = [N^Tf]dV + [N^T]pdS. \quad (3)$$

В данном исследовании при моделировании контактов использовалась модель контакта с проскальзыванием $\mu |P_n| = |P_s|$, где P_n и P_s – соответственно, нормальная и касательная силы в зазоре, μ – коэффициент трения. $P_n = k_n (u_{n,J} - u_{n,I} - \Delta_n)$, где k_n – нормальная жесткость; $u_{n,J}$ – перемещения узла J в направлении нормали; $u_{n,I}$ – перемещения узла I в направлении нормали; Δ_n – зазор в нормальном направлении. $P_s = k_s (u_{s,J} - u_{s,I} - \Delta_0)$, где k_s – «жесткость запириания», $u_{s,J}$ – перемещения узла J в касательном направлении, $u_{s,I}$ – перемещения узла I в касательном направлении, Δ_0 – зазор в касательном направлении. При этом матрица жесткости для такого граничного элемента в локальных координатах элемента приобретает вид:

$$[K_l] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_n & 0 & -k_n \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_n & 0 & k_n \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Случай, когда граничный элемент «заперт» и не скользит вдоль контакта, описывается неравенством

$\mu |P_n| > |P_s|$, а соответствующая матрица жесткости приобретает вид:

$$[K_l] = \begin{bmatrix} k_s & 0 & -k_s & 0 \\ 0 & k_n & 0 & -k_n \\ -k_s & 0 & k_s & 0 \\ 0 & -k_n & 0 & k_n \end{bmatrix}. \quad (5)$$

На рис. 1 приведена схема одномерного, а на рис. 2, 3 – двумерного контакта.

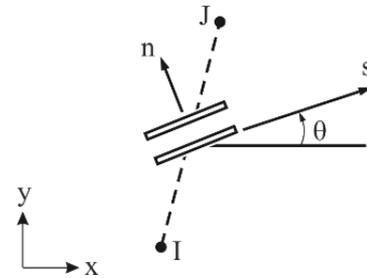


Рисунок 1 – Схема одномерного контакта

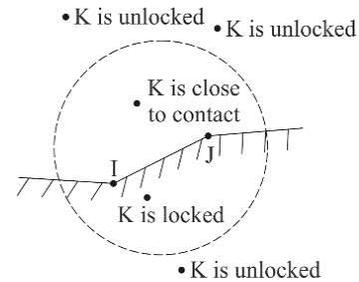


Рисунок 2 – Схема входа и выхода точки из контакта

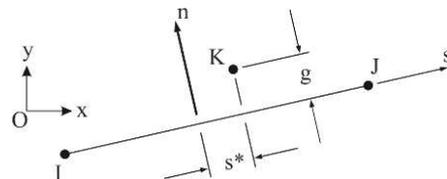


Рисунок 3 – Схема двумерного контакта

Для определения нормальной силы использовался комбинированный метод со штрафными функциями и множителями Лагранжа.

При моделировании авторами в основном использовались изопараметрические 20-узловой (рис. 4) и 10-узловой (рис. 5) конечные элементы с узлами в вершинах и серединах сторон и квадратичной аппроксимацией перемещений.

В большинстве расчетов авторы рассматривают контактную задачу лишь для одного наиболее нагруженного ролика в контакте с внутренним или/и наружным кольцом. При этом распределение нагрузки по роликам (в окружном направлении) подшипника упрощенно принимается в виде тригонометрической или параболической функции. В данном исследовании рассматривается уточненная математическая модель мульти-контактной задачи с учетом одновременного контакта всех роликов с обоими кольцами (внутренним и внешним). Более того, в эту расчетную модель изначально включен и сам нагружатель – в случае конической кассеты это адаптер или «полубукса». Такой под-

ход позволяет получить и проанализировать реальное, а не приближенное распределение нагрузки по роликам в окружном направлении, максимальное значение нагрузки на ролик и поле контактных напряжений для наиболее нагруженной контактной пары «ролик-кольцо». Также при этом можно проанализировать влияние конструкции самого адаптера на распределение нагрузок по роликам, отдавая предпочтение конструкции с наиболее равномерным распределением.

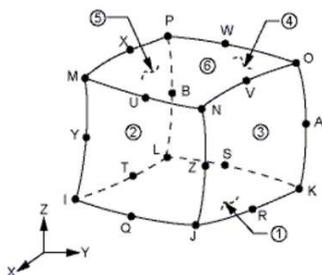


Рисунок 4 – Изопараметрический 20-узловой конечный элемент

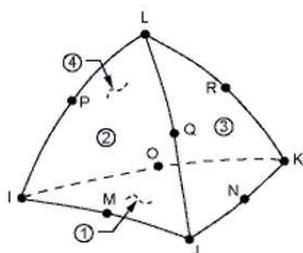


Рисунок 5 – Изопараметрический 10-узловой конечный элемент

В связи с тем, что общее число степеней свободы в такой конечно-элементной модели (КЭМ), и что особенно важно – узлов контактных нелинейных элементов – в расчетной модели становится огромным, важно использовать возможности сокращения размерности задачи, прежде всего – благодаря симметрии относительно вертикальной срединной плоскости адаптера (рис. 6).

Для исследования возможного нарушения симметрии в связи с неравномерностью нагружения в осевом направлении, вызванной изгибом оси колесной пары под действием силы веса вагона, была создана модель, включающая наряду с кассетным подшипниковым узлом и адаптером также ось колесной пары с вагонным колесом, находящимся в контакте с рельсом.

На опорной площадке адаптера приложено давление 8,54 МПа, что соответствует нагрузке на ось 23,5 т.с. В силу нелинейности контактной задачи расчеты выполнялись также для 25 т.с. и 27 т.с. На внутренней поверхности внутренних колец и дистанционного кольца запрещены перемещения, что соответствует посадке на ось. С целью моделирования работы сепаратора по центру роликов были созданы условные отверстия радиусом 1 мм и запрещены перемещения узлов на этих отверстиях в окружном направлении. Конечно-элементная модель состояла примерно из 500.000 конечных элементов

(КЭ).

Результаты расчетов в виде распределения интенсивности напряжений по Мизесу на дорожках качения наружных колец представлены на рис. 7. Как видно – наибольшие контактные напряжения возникают между 3-м и 4-м роликами и дорожкой качения на левом наружном кольце.

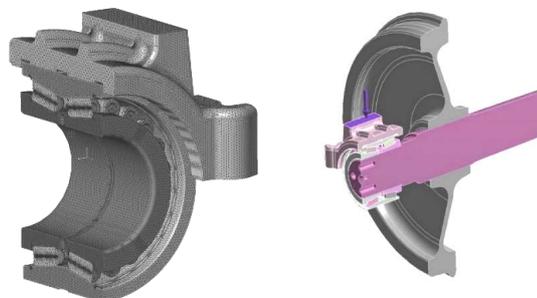


Рисунок 6 – Вертикальная срединная плоскость адаптера

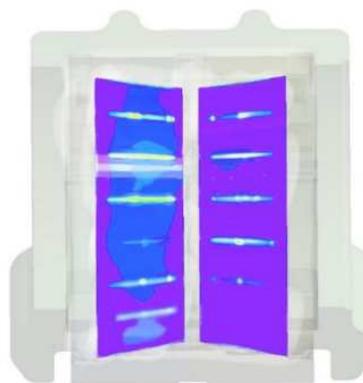


Рисунок 7 – Распределение интенсивности напряжений по Мизесу

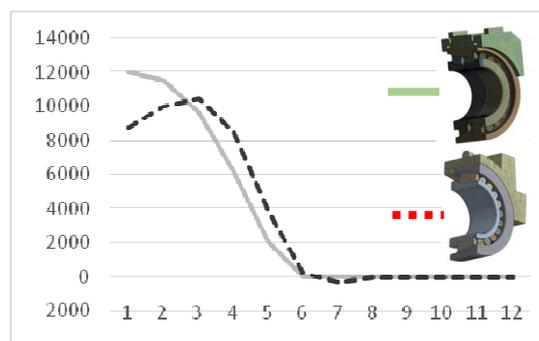


Рисунок 8 – Общий характер распределения нагрузок по роликам

Общий характер распределения нагрузок по роликам приведен на рис. 8 для двух разных адаптеров («полубуксы» 50.194.00507 разработки ФГУП «ПО Уралвагонзавод» – пунктирная кривая и адаптера 1711.10.003 разработки ООО "Головное специализированное конструкторское бюро вагоностроения им. В.М. Бубнова" (ГСКБВ) – сплошная кривая).

Оптимизация профиля конического ролика. Оптимизация профиля ролика (так называемой «бомбины») проводилась на КЭМ изолированного

контакта сегментов наружного и внутреннего колец и ролика с учетом симметрии относительно вертикальной срединной плоскости (рис. 9).

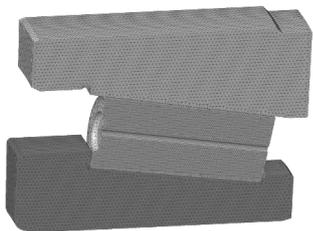


Рисунок 9 – КЭМ изолированного контакта сегментов наружного и внутреннего колец и ролика

Ранее авторами была разработана методика оптимизации профиля цилиндрического ролика в упрощенной и уточненной постановках. Если интенсивность контакта конического ролика с внутренним и внешним кольцом отличается незначительно, то количество «пиковых нагрузений» в единицу времени в силу особенностей кинематики и большего количества роликов отличаются разительно (рис. 10). Так что оптимизацию можно с уверенностью вести по критерию минимизации максимальной интенсивности напряжений в контакте ролика с наружным кольцом.

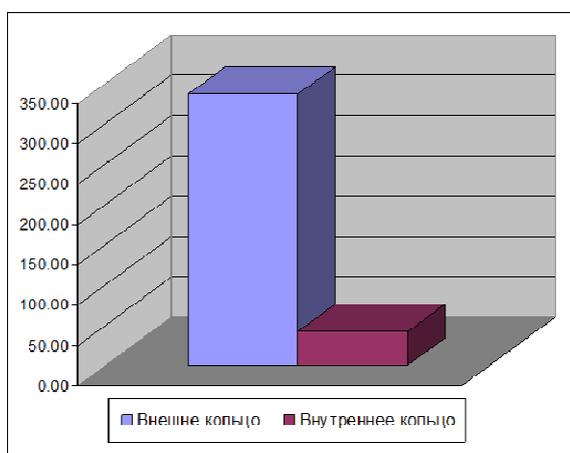


Рисунок 10 – Интенсивность напряжений в контакте ролика с наружным и внутренним кольцом

В то же время для конической кассеты не теряют своей логики рассуждения об использовании в качестве критерия оптимизации профиля ролика долговечности ролика с применением линейной гипотезы накопления повреждений при нерегулярном нагружении от прохождения через все зоны контакта с внутренним и наружными кольцами.

Оптимизация проводилась методом Нелдера-Мида прямым варьированием координат 10 узловых точек образующей, представленной сплайном.

На рис. 11 приведены результаты численной оптимизации для двух случаев – строго конической дорожки качения (оптимальный профиль ролика – кривая 1) и конической дорожки с выпуклостью 3 мкм (оптимальный профиль ролика – кривая 2).

Распределение нормальных напряжений на дорожке качения наружного кольца при контакте с роликом, бомбинированным оптимальным профилем, приведен на рис. 12.

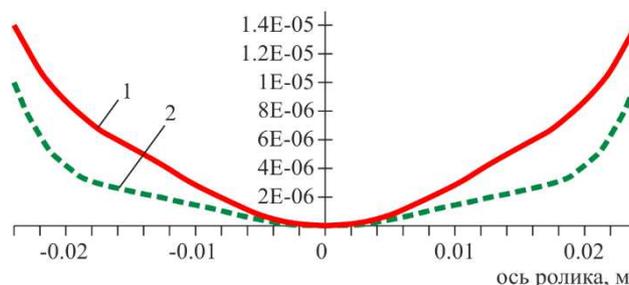


Рисунок 11 – Результаты численной оптимизации

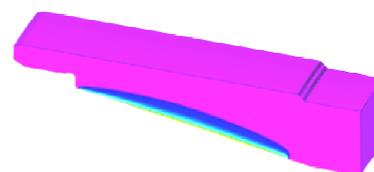


Рисунок 12 – Распределение нормальных напряжений на дорожке качения

Оптимизация торца конического ролика. Если в цилиндрических подшипниках скругление торца ролика – достаточно редкая конструктивная особенность, характерная для высокоскоростных подшипниковых узлов повышенной долговечности, то для конических кассет это обязательный конструктивный элемент. Связано это с тем, что в отличие от цилиндрического подшипника, в котором торцевой контакт активизируется только при появлении осевой нагрузки, в конической кассете треугольник сил, действующих на ролик, постоянно прижимает его рабочий торец к борту внутреннего кольца даже просто под действием веса вагона.

Особенности смешанного трения и траектория следа, оставляемого меченой точкой рабочего борта на торце ролика, изложены в работах [12, 13]. Там же приведен алгоритм вычисления приведенной к единице площади интенсивности работы сил трения, максимальное значение которого было принято в качестве критерия оптимизации формы выпуклости торца ролика.

Для подсчета целевого функционала в оболочке конечно-элементного пакета был написан специальный макрос, панель которого приведена на рис. 13.

Несмотря на отсутствие симметрии в кинематике трафика трения, тем не менее, сама картина контактных напряжений в контакте «торец ролика – борт внутреннего кольца» обладает двойной симметрией, в силу чего рассчитывался квадрант полной КЭМ (рис. 14).

Несколько слоев конечных элементов в зоне контакта имеют линейный размер на порядок меньше остальной КЭ-сетки (рис. 15).

Варьировался радиус выпуклости торца ролика в области контакта и угол наклона конической по-

верхности борта внутреннего кольца (строго говоря, из технологических соображений – удобнее было варьировать дугой парой геометрических параметров, также однозначно определяющих внутреннюю

геометрию – радиусом выпуклости торца ролика в области контакта и расстоянием от точки касания до кромки выемки борта).

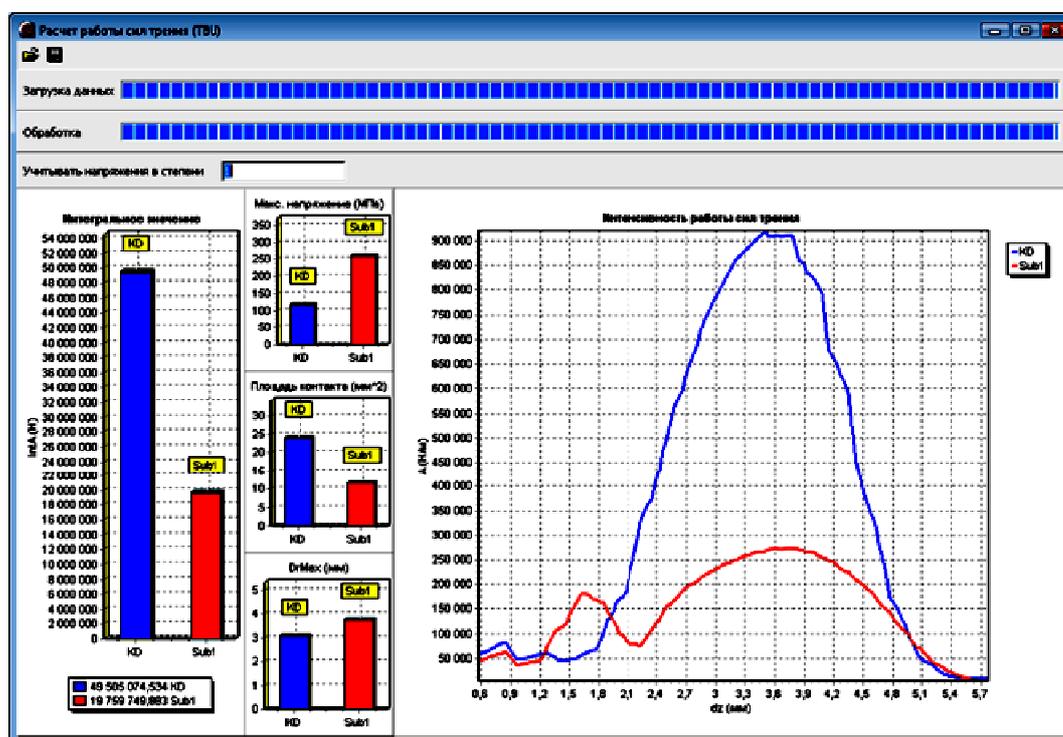


Рисунок 13 – Панель макроса

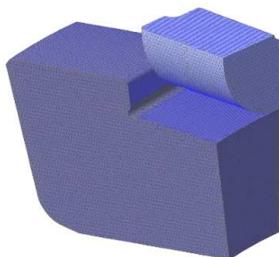


Рисунок 14 – Квадрант полной КЭМ

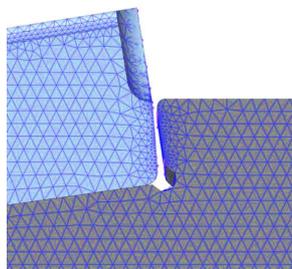


Рисунок 15 – Слои КЭ в зоне контакта

Ниже на рис. 16 представлен сравнительный анализ графиков интенсивности работы сил трения для высоты точки контакта 0,9 мм и различных радиусов ролика (от 0,5 м до 4 м) и на рис. 17 – для высоты точки контакта над кромкой 1,3 мм.

Обсуждение численных результатов. Анализ численных результатов проведем в сравнении с ана-

логичными результатами для цилиндрических подшипниковых узлов.

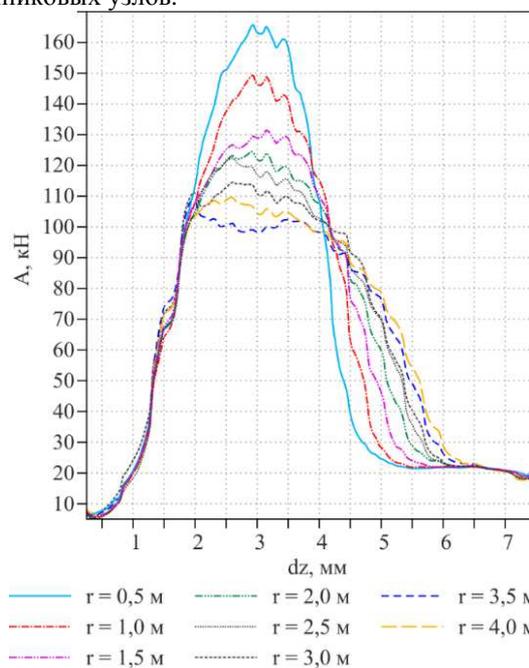


Рисунок 16 – Сравнительный анализ графиков интенсивности работы сил трения для высоты точки контакта 0,9 мм и различных радиусов ролика (от 0,5 м до 4 м)

1. Как следует из рис. 7, влияние асимметрии напряженного состояния в двух рядах роликов для

конической кассеты проявляется более заметно, чем для цилиндрического закрытого узла. Впрочем, это можно отнести на счет жесткости буксы, которая, разумеется, выше, чем у адаптера, и компенсирует влияние изгиба колесной пары.

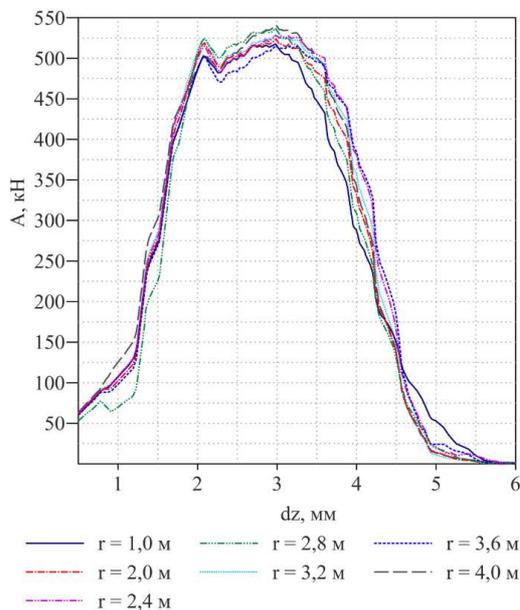


Рисунок 17 – Сравнительный анализ графиков интенсивности работы сил трения для высоты точки контакта над кромкой 1,3 мм

2. Распределение нагрузок на ролики в окружном направлении так же, как и для цилиндрического подшипника, отличается от описываемого упрощенными формулами и весьма чувствительно к конструкции адаптера. Во многих случаях (см. рис. 8) максимальная нагрузка переходит от вертикально расположенного ролика на ролики, проходящие непосредственно под площадкой нагружения адаптера. При этом вес вагона, передаваемый боковой рамой, распределяется по роликам более равномерно и максимальная нагрузка на ролик меньше.

3. Оптимальный профиль (образующая) конического ролика более чувствителен к форме дорожки качения, чем для цилиндрического подшипника. На рис. 11 видно, что для чисто конической дорожки качения профиль более выпуклый («стрела выпуклости» более 14 мкм), чем для дорожки качения с собственной выпуклостью 3 мкм («стрела выпуклости» профиля только ~10 мкм).

4. В отличие от цилиндрического подшипникового узла, в настоящей статье рассмотрен только один из четырех случаев внутренней геометрии осевого контакта – «выпуклый торец ролика и конический бортик внутреннего кольца», хотя авторами были исследованы все четыре. Остальные варианты проигрывают и в достигаемом численном результате оптимизации, и по своей технологичности. Оптимальные значения варьируемых параметров находятся в пределах: высота точки касания над кромкой кольца 0,9...1 мм, радиус скругления торца ролика в области контакта – 3...4 м. Как видно из сравнения рис. 16, 17, при дальнейшем увеличении координаты точки касания (т.е. уменьшении выпуклости торца

ролика и/или наклона борта кольца) резко возрастает значение функционала интенсивности износа, причем со слабой зависимостью от кривизны торца.

5. Авторами были исследованы несколько типоразмеров конической кассеты 130x230, 150x250, 130x250, однако основная часть результатов приведена для наиболее актуального 2-го типоразмера, ориентированного на применение в грузовых вагонах повышенной грузоподъемности.

Выводы. В статье разработана комплексная мульти-контактная конечно-элементная модель для анализа напряженно-деформированного состояния (НДС), прочности и долговечности конической «кассеты» для пространства колеи 1520.

На первом этапе модель включает находящиеся во взаимном нелинейном контакте взаимодействии адаптер, двухрядное наружное кольцо, конические ролики, два внутренних кольца, ось колесной пары, колесо и рельс.

На втором этапе подробно исследован сам подшипниковый узел – закрытая коническая «кассета» для определения распределения нагрузки в окружном направлении.

На третьем этапе детально моделируется изолированный контакт конического ролика с сектором наружного и внутреннего колец с последующей оптимизацией бокового профиля (формы выпуклой образующей «конического» ролика) и выпуклого рабочего торца, находящегося в контакте с бортом внутреннего кольца.

Найдены основные закономерности НДС и оптимальной внутренней геометрии конической кассеты.

Список литературы

1. Van-Canh Tong, Seong-Wook Hong. Characteristics of Tapered Roller Bearing Subjected to Combined Radial and Moment Loads. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-green Technology*. 2014. Т. 1, №. 4. С. 323–328. doi: 10.1007/s40684-014-0040-1
2. Van-Canh Tong and SeongWook Hong. Effects of Roller Profile on the Stiffness of Tapered Roller Bearings. *Journal of Automation and Control Engineering*. 2015. Т. 3, №. 2. С.151–156. doi: 10.12720/joace.3.2.151-156
3. Van-Canh Tong and Seong-Wook Hong. Characteristics of tapered roller bearings in relation to roller profiles. *Kumoh National Institute of Technology. Journal of Mechanical Science and Technology*. 2015. № 29 (7). С. 2913–2919. doi: 10.1007/s12206-015-0622-z
4. Van-Canh Tong and Seong-Wook Hong. Optimization of partially crowned roller profiles for tapered roller bearings. *Kumoh National Institute of Technology. Journal of Mechanical Science and Technology*. 2017. № 31 (2). С. 641–650. doi: 10.1007/s12206-017-0117-1
5. Sen Cai, Gang Zhang. Fatigue life prediction of highspeed railway bearing based on contact stress. *IEEE 8th International Conference on CIS & RAM, School of Mechanical & Electronic Engineering and Automation Shanghai University, Shanghai*. 2017. С. 650–653.
6. Michael A. Mason, Charles P. Cartin, Parham Shahidi, Mark W. Fetty, Brent M. Wilson. Hertzian contact stress modeling in railway bearings for Assorted load conditions and geometries. *Proceedings of the Joint Rail Conference JRC2014, Colorado Springs, CO, USA*. 2014. № 2-4. С.1–9.
7. Yang K., Zhang G., Wang Y.W., Cai S. Finite element analysis on contact stress of high-speed railway bearings. *The 2nd International Workshop on Materials Science and Mechanical Engineering. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 504(1):012073*. 2019..
8. Zhiwei Wang, Lingqin Meng, Wensi Hao, E Zhang. Finite Element Method Analysis and Optimal Design of Roller Convexity of Tapered Roller Bearing. *Advanced Materials Research Trans Tech*

- Publications*, Switzerland.2010. T.139–141.C. 1079–1083. doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.139-141.1079
9. Ruben Lostado, Roberto Fernandez Martinez, Bryan J. Mac Donal. Determination of the contact stresses in double-row tapered roller bearings using the finite element method, experimental analysis and analytical models. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2015. № 29 (11). С. 4645–4656. doi:10.1007/s12206-015-1010-4
 10. Lin F., Zhao Y.X. Finite Element Analysis on the Fatigue Stresses of a Railway Vehicle Roller Bearing. *Trans Tech Publications, Advanced materials research, ISSN: 1662-8985*, Switzerland. 2008. Т. 44-46. С. 935–941. doi:10.4028/www.scientific.net. AMR.44-46.935
 11. Ruben Lostado, Ruben Escribano Garcí'a, Roberto Fernandez Martinez. Optimization of operating conditions for a double-row tapered roller bearing. *Springer Science+Business Media Dordrecht.Int J Mech Mater Des*. 2015. doi: 10.1007/s10999-015-9311-4
 12. Симсон Э.А., Анацкий Ю.П., Овчаренко В.В., Трохман М.В., Зенкевич Ю.А. Оптимизация образующей поверхности ролика подшипника качения. *Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ": сб. науч. тр. Темат. вып.: Динамика и прочность машин*, Харьков: НТУ "ХПИ". 2009. № 30. С. 8-11.
 13. Симсон Э.А., Анацкий Ю.П., Овчаренко В.В., Трохман М.В., Зенкевич Ю.А. Оптимизация бортов колец и торцевой поверхности ролика подшипника качения. *Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ": сб. науч. тр. Темат. вып.: Динамика и прочность машин*. Харьков: НТУ "ХПИ". 2009. № 42. С. 8–11.
- References**
1. Van-Canh Tong, Seong-Wook Hong. Characteristics of Tapered Roller Bearing Subjected to Combined Radial and Moment Loads. *International journal of Precision Engineering and Manufacturing-green Technology*. 2014. Т. 1, №. 4. P. 323–328. doi: 10.1007/s40684-014-0040-1
 2. Van-Canh Tong and SeongWook Hong. Effects of Roller Profile on the Stiffness of Tapered Roller Bearings. *Journal of Automation and Control Engineering*. 2015. Т. 3, №. 2. P.151–156. doi: 10.12720/joace.3.2.151-156
 3. Van-Canh Tong and Seong-Wook Hong. Characteristics of tapered roller bearings in relation to roller profiles. *Kumoh National Institute of Technology. Journal of Mechanical Science and Technology*. 2015. № 29 (7). P. 2913–2919. doi: 10.1007/s12206-015-0622-z
 4. Van-Canh Tong and Seong-Wook Hong. Optimization of partially crowned roller profiles for tapered roller bearings. *Kumoh National Institute of Technology. Journal of Mechanical Science and Technology*. 2017. № 31 (2). P. 641–650. doi: 10.1007/s12206-017-0117-1
 5. Sen Cai, Gang Zhang. Fatigue life prediction of highspeed railway bearing based on contact stress. *IEEE 8th International Conference on CIS & RAM, School of Mechanical & Electronic Engineering and Automation Shanghai University*, Shanghai. 2017. P. 650–653.
 6. Michael A. Mason, Charles P. Cartin, Parham Shahidi, Mark W. Fetty, Brent M. Wilson. Hertzian contact stress modeling in railway bearings for Assorted load conditions and geometries. *Proceedings of the Joint Rail Conference JRC2014*, Colorado Springs, CO, USA. 2014. № 2–4. C.1–9.
 7. Yang K., Zhang G., Wang Y.W., Cai S. Finite element analysis on contact stress of high-speed railway bearings. *The 2nd International Workshop on Materials Science and Mechanical Engineering. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 504(1):012073*. 2019.
 8. Zhiwei Wang, Lingqin Meng, Wensi Hao, E Zhang. Finite Element Method Analysis and Optimal Design of Roller Convexity of Tapered Roller Bearing. *Advanced Materials Research Trans Tech Publications*, Switzerland.2010. Т. 139–141.P. 1079–1083. doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.139-141.1079
 9. Ruben Lostado, Roberto Fernandez Martinez, Bryan J. Mac Donal. Determination of the contact stresses in double-row tapered roller bearings using the finite element method, experimental analysis and analytical models. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2015. № 29 (11). С. 4645–4656. doi:10.1007/s12206-015-1010-4
 10. Lin F., Zhao Y.X. Finite Element Analysis on the Fatigue Stresses of a Railway Vehicle Roller Bearing. *Trans Tech Publications, Advanced materials research, ISSN: 1662-8985*, Switzerland. 2008. Т. 44-46. С. 935–941. doi:10.4028/www.scientific.net. AMR.44-46.935
 11. Ruben Lostado, Ruben Escribano Garcí'a, Roberto Fernandez Martinez. Optimization of operating conditions for a double-row tapered roller bearing. *Springer Science+Business Media Dordrecht.Int J Mech Mater Des*. 2015. doi: 10.1007/s10999-015-9311-4
 12. Simson E., Anatskiy Yu., Ovcharenko V., Trokhman M., Zenkevich Yu. Optimizatsiya obrazuyushchey poverhnosti rolikapodshipnika kocheniya. *Vestnik NTU KhPI. Dinamika i mitsnistmashin*. 2009. №30, p.8–11.
 13. Simson E., Anatskiy Yu., Ovcharenko V., Trokhman M., Zenkevich Yu. (2009). Optimizatsiya bortov kolets i tortsevopoverhnosti rolilka podshipnika kacheniya. *Vestnik NTU KhPIDinamika i mitsnistmashin*, № 42, p.8-11.

Поступила (received) 21.04.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гиршфельд Анатолій Мусеевич (Гиршфельд Анатолій Мусійович, Girschfeld Anatoliy) – Президент АО «У.П.Э.К.»; Харьков, Украина; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-3759-7280>; e-mail: vb12008@ukr.net.

Симсон Едуард Альфредович (Симсон Едуард Альфредович, Simson Eduard) – доктор технических наук, профессор, кафедра «Механика сплошных сред и сопротивление материалов», Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина; ORCID:<http://orcid.org/0000-0003-4178-4828>; e-mail: prof.simson@gmail.com.