

## РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ УЧЕТА ТЕМПЕРАТУРНОЙ ЗАВИСИМОСТИ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛОВ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ИЗНАШИВАНИЯ БЫСТРОВРАЩАЮЩЕЙСЯ ОПОРНОЙ ПАРЫ ТИПА «ИГЛА-ПОДПЯТНИК»

Опорная пара трения является важным узлом некоторых классов промышленного оборудования; на номинальных режимах работы скорость относительного вращения контактных поверхностей может достигать 10<sup>3</sup> оборотов в секунду, при этом время работы может измеряться годами; в таких условиях необходимо принимать во внимание изнашивание контактных поверхностей; в данной работе предложена методика моделирования износа в условиях сухого трения быстровращающейся опорной пары трения с учетом изменения свойств материалов вследствие нагрева поверхности, основанная на решении износоконтактной задачи в стационарной постановке с использованием закона Арчарда; продемонстрировано влияние учета зависимости свойств материалов от температуры при моделировании процесса изнашивания.

**Ключевые слова:** компьютерное моделирование, метод конечных элементов, трение, износ, игла-подпятник, свойства материалов.

**Введение.** Опорная пара трения (камневая опора) — критически важный узел нескольких классов оборудования, таких как роторные системы, кинетические накопители энергии и другие, конструктивно схожие с ними агрегаты. Опорная пара трения типа «игла-подпятник» представляет собой совокупность двух элементов: иглы, чаще всего металлической, и подпятника, который может быть выполнен из различных материалов, как металлических, так и керамических. Типичная геометрическая конфигурация опорной пары показана на (рис. 1) [1].

На номинальных режимах работы оборудования игла относительно подпятника может вращаться с угловой скоростью порядка 10<sup>2</sup> ... 10<sup>3</sup> оборотов в секунду. При этом на иглу действует осевая нагрузка, которую мы будем рассматривать как основную внешнюю воздействующую на опорную пару фактор. Помимо осевой нагрузки, на иглу может действовать и боковая сила, вызванная дисбалансом массы вращающейся роторной системы.

Комбинация действующих нагрузок и нелинейного динамического контактного взаимодействия формирует напряженно-деформированное состояние опорной пары трения, однако, кроме того, в процессе эксплуатации проявляется фактор, спо-

собный влиять на функционирование всего изделия — изнашивание контактных поверхностей иглы и подпятника.

Принято различать следующие виды изнашивания [2, 3]:

— абразивное изнашивание, имеющее место в контакте двух тел с существенно различающимися твердостями или при наличии в промежуточной среде твердых частиц;

— адгезионное изнашивание, имеющее место в контакте между телами, твердость которых одинакова или имеет один и тот же порядок;

— коррозионное изнашивание, связанное с химической модификацией поверхности и последующим удалением поверхностного слоя;

— усталостное изнашивание, возникающее при неоднократном нагружении поверхности в процессе скольжения или качения так, что каждый отдельный цикл нагружения не приводит к заметным изменениям поверхности.

Для повышения качества конструкции предлагается на этапе проектирования учитывать износ в опорной паре трения при различных режимах работы оборудования, принимая во внимание такие явления, как непостоянство вертикальной нагрузки, тепловыделение в контакте и температурные зави-

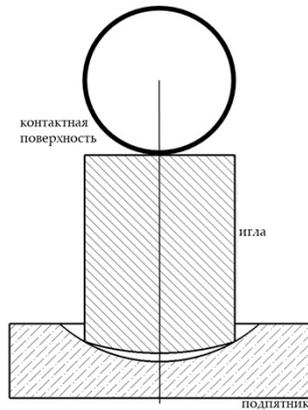


Рис. 1. Геометрическая конфигурация опорной пары

симости свойств контактирующих поверхностей, возможные боковые нагрузки.

**Модель износа осесимметричной контактной пары.** В данном исследовании мы не будем делать различий между видами изнашивания, поскольку математические описания феномена изнашивания для разных типов схожи [2].

В качестве основного соотношения для вычисления величины износа предлагается использовать закон Арчарда [4], согласно которому величина износа пропорциональна контактному давлению и относительному сдвигу контактных поверхностей.

Для численного моделирования процесса изнашивания в условиях сухого трения будем использовать программный комплекс ANSYS Mechanical, в котором реализован алгоритм вычисления износа контактирующих поверхностей, основанный на законе Арчарда, сформулированный в следующем виде [5]:

$$\dot{w} = \frac{k}{H} p^m v_{rel}^n, \quad (1)$$

где  $\dot{w}$  — скорость изнашивания,  $k$  — коэффициент износа, уникальный для каждого материала и зависящий от условий контактного взаимодействия,  $H$  — поверхностная твердость,  $p$  — контактное давление,  $v_{rel}$  — относительная сдвиговая скорость контактирующих поверхностей,  $m$  и  $n$  — показатели степеней, позволяющие видоизменять зависимость величины износа от давления и скорости.

С применением встроеного алгоритма возможно проводить оценку изнашивания контактной поверхности в трехмерной нелинейной нестационарной постановке, в том числе с использованием связанного термомеханического решателя.

Однако в случае быстровращающихся опорных пар трения, когда количество оборотов за рассматриваемый промежуток времени может достигать миллиардов единиц, прямое вычисление всех величин в нестационарной трехмерной постановке не представляется возможным.

В случае осесимметричной нагрузки возможно перейти в стационарную постановку. При этом в первом приближении можно ограничиться применением встроеной модели (1), явно не учитывая зависимость величины износа от скорости относительного сдвига ( $n = 0$ ), однако неявно данная зависимость может быть приближенительно учтена путем изменения значения коэффициента износа:

$$\bar{k} = k(\bar{r}\omega)^n, \quad (2)$$

где  $\bar{r}$  — среднее значение радиальной координаты контактной поверхности,  $\omega$  — угловая скорость вращения иглы относительно подпятника.

Такой подход может быть использован в случае, когда диапазон значений радиальной координаты контактной поверхности является небольшим и размеры контактной поверхности не меняются в процессе изнашивания, но применительно к рассматриваемой геометрической конфигурации его применение будет давать большую погрешность.

С целью повышения уровня адекватности создаваемой модели предлагается отказаться от такого упрощенного подхода и использовать при расчете изнашивания программируемые пользовательские процедуры, позволяющие расширить базовую функциональность программного комплекса.

В ANSYS Mechanical имеется целый набор таких процедур, написанных на языке программирования Fortran, модифицируя которые пользователь имеет возможность задавать отличные от применяемых по умолчанию алгоритмы вычисления различных параметров.

В частности, внесение изменений в процедуру userwear позволяет реализовать иную от имеющейся по умолчанию зависимость скорости изнашивания от параметров контактного взаимодействия [6].

В рамках настоящей работы разработан алгоритм вычисления износа быстровращающейся опорной пары трения, работающий в стационарной двумерной осесимметричной (2.5D) и трехмерной (3D) постановках.

На рис. 2 показана система координат, применяемая во всех расчетах, проводимых в рамках данного исследования. Глобальная ось  $OY$  сонаправлена с осью вращения иглы, таким образом, геометрические параметры контактной поверхности будут вычисляться одинаково и в 2.5D, и в 3D постановках.

Относительная скорость сдвига контактных поверхностей вычисляется из соотношения:

$$v_{rel} = r\omega, \quad (3)$$

где  $\omega$  — угловая скорость вращения иглы относительно подпятника, а  $r$  — радиальная координата точки контактной поверхности, определяемая как

$$r = \sqrt{x^2 + z^2}, \quad (4)$$

где  $x$  и  $z$  — декартовы координаты точки контактной поверхности в указанной системе координат.

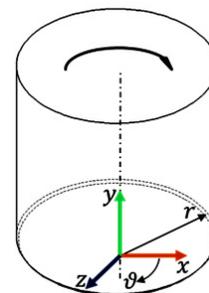


Рис. 2. Система координат для вычисления износа

Угловая координата точки на контактной поверхности отсчитывается от положительного направления оси  $Ox$  и вычисляется из соотношения:

$$\vartheta = \arctan \frac{z}{x}. \quad (5)$$

Поскольку контактная поверхность подпятника в изначальном состоянии является сферической, то подобное определение координаты точки на контактной поверхности (без учета величины  $y$ ) будет однозначным.

Решая задачу в стационарной постановке, мы переходим от нагружения во временной области к линейно меняющейся нагрузке за один расчетный шаг. При этом каждый расчетный шаг имеет условную длительность. Каждый расчетный шаг разбивается на подшаги (итерации) для уменьшения приращения нагрузки на каждом из них и, соответственно, улучшения численной сходимости нелинейной контактной задачи.

Таким образом, если обозначить за  $T$  общую условную длительность расчетного шага, за  $N$  — количество оборотов иглы относительно подпятника, моделируемое в рамках данного расчетного шага, а за  $\Delta t$  — условную длительность одной итерации, то число оборотов, моделируемое на данной итерации расчета, вычисляется из соотношения:

$$\Delta N = N \frac{\Delta t}{T}. \quad (6)$$

Относительный сдвиг точки контактной поверхности на данной итерации расчета, соответствующий  $\Delta N$  оборотам иглы относительно подпятника равен:

$$\Delta l = 2\pi r \Delta N. \quad (7)$$

Условная линейная скорость относительного сдвига контактных поверхностей иглы и подпятника, считающаяся постоянной на протяжении итерации, соответственно вычисляется из соотношения:

$$\bar{v}_{rel} = \frac{\Delta l}{\Delta t}. \quad (8)$$

Принимая во внимание соотношение (3), можно записать выражение:

$$\frac{\Delta l}{\Delta t} = r \bar{\omega}, \quad (9)$$

где  $\bar{\omega}$  — условная угловая скорость вращения иглы относительно подпятника на конкретном подшаге расчета.

Подставив выражение (7) в выражение (9), получим соотношение для вычисления условной угловой скорости вращения иглы относительно подпятника на конкретном подшаге расчета:

$$\bar{\omega} = 2\pi \frac{\Delta N}{\Delta t}. \quad (10)$$

С учетом всех вышеизложенных зависимостей, выражение (1) в рамках рассмотрения изнашивания осесимметричной контактной поверхности в статической постановке может быть записано в виде:

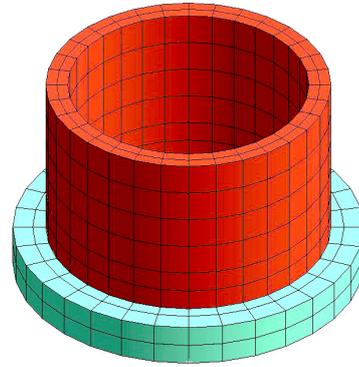


Рис. 3. Конечно-элементная модель для верификации пользовательской модели износа

$$\Delta w = \frac{k}{H} p^m (r\bar{\omega})^n \Delta t, \quad (11)$$

где  $\Delta w$  — величина износа контактной поверхности на данной итерации расчета.

Зависимость (11) реализована на языке программирования Fortran.

**Верификация модели износа.** Для верификации [7] модели износа (11) проведено сравнительное моделирование изнашивания трубы круглого поперечного сечения при её трении о вращающийся диск. На рис. 3 показана конечно-элементная модель, использованная для расчета изнашивания трубы:

— в нестационарной постановке с применением встроенной модели Арчарда (1);

— в стационарной постановке с применением встроенной модели Арчарда (1) и неявным учетом сдвиговой скорости (2);

— в стационарной постановке с применением пользовательской модели (11).

В случае такой простейшей геометрии имеется возможность провести аналитическую оценку величины износа. Для этого в (11) положим  $n$  и  $m$  равными 1,0, выразим контактное давление как отношение силы к площади контакта, предположив при этом, что она равняется площади поперечного сечения трубы и постоянна в процессе изнашивания, и подставим для вычисления угловой скорости выражение (10):

$$\Delta w = 2 \frac{k}{H} \frac{F}{(r_o^2 - r_i^2)} r \Delta N, \quad (12)$$

где  $r_i$  и  $r_o$  — внутренний и внешний радиусы трубы соответственно,  $F$  — значение вертикальной силы, прижимающей трубу к вращающемуся диску.

Из (12), в частности, видно, что величина износа должна зависеть от радиальной координаты точки контактной поверхности. Между тем в статической постановке в случае использования встроенной модели (1) и неявного учета сдвиговой скорости (2) величина износа будет зависеть от выбора среднего значения радиальной координаты  $\bar{r}$ .

В качестве  $\bar{r}$  выберем такое значение, при котором контактная поверхность будет разделена на две части одинаковой площади:

$$\bar{r} = \sqrt{\frac{r_i^2 + r_o^2}{2}}. \quad (13)$$

Значения параметров модели для верификации

Коэффициент износа	Поверхностная твердость	Осевое усилие	Внутренний радиус	Внешний радиус	Количество оборотов
$k$	$H$	$F$	$r_i$	$r_o$	$N$
[—]	[МПа]	[Н]	[мм]	[мм]	[—]
0,1	1000	10	1,375	1,625	10

Таблица 2

Сравнительная таблица результатов расчетов

Постановка	Вертикальное перемещение торца трубы, мм	Значение объемного износа материала трубы, мм <sup>3</sup>
Нестационарный трехмерный расчет с использованием встроенной модели (1)	0,0401	0,0937
Стационарный трехмерный расчет с использованием встроенной модели (1) и неявным учетом сдвиговой скорости (2)	0,0405	0,0945
Стационарный трехмерный расчет с использованием пользовательской модели (11)	0,0403	0,0941
Аналитическая оценка	0,0401	0,0946

В табл. 1 приведены значения параметров, определяющие начальную конфигурацию рассматриваемой задачи.

Для выбранной простой геометрии и сделанных предположений о постоянстве площади контактной поверхности величина объемного износа вычисляется по формуле:

$$W_V = \pi(r_o^2 - r_i^2)w. \quad (14)$$

В табл. 2 приведены численные значения вертикального перемещения свободного торца трубы и объемного износа, а также распределения величины износа по поверхности трубы, контактирующей с вращающимся диском, в конечный момент времени, полученные в результате проведенного конечно-элементного моделирования в трех постановках.

Значения для всех расчетных случаев отличаются не более чем на 1 %. Различия связаны в первую очередь с точностью вычисления контактного давления на достаточно грубой конечно-элементной сетке, с выбором среднего значения радиальной координаты  $\bar{r}$ , а также с тем фактом, что в рассмотренной модельной задаче не в точности выполняется предположение о равенстве площади контактной поверхности величине площади поперечного сечения трубы вследствие деформирования обоих контактирующих тел.

Основываясь на полученных результатах, был сделан вывод о том, что модель износа (11) можно считать верифицированной и она может быть использована для расчета изнашивания осесимметричных вращающихся контактных пар.

**Оценка температуры контактной поверхности.** Подобные методы расчета изнашивания уже предлагались ранее многими исследователями [1, 8–11]. Отличием настоящей работы является принятая попытка учета теплового состояния контактирующей поверхности без непосредственного вычисления поля температуры в контактирующих телах.

Величину теплового потока, генерируемого на контактной поверхности, предлагается вычислять в предположении изолированности контактной пары, а значит, равенстве работы сил трения величине тепловой энергии согласно первому закону термодинамики.

На каждой итерации расчета для контактного элемента (e) становятся известны значения радиальной координаты  $r^{(e)}$ , вычисляемые из соотношения (4), и относительной скорости сдвига  $v_{rel}^{(e)}$ , определяемые по формуле (3). Кроме того, известна площадь контактного элемента  $A^{(e)}$  и значение контактного давления  $p^{(e)}$ .

Величина теплового потока, генерируемая на поверхности контактного элемента (e) может быть определена по формуле [12]:

$$q^{(e)} = \mu p^{(e)} v_{rel}^{(e)}, \quad (15)$$

где  $\mu$  — значение коэффициента трения между контактирующими поверхностями. Следует отметить, что здесь для вычисления сдвиговой скорости следует использовать истинное значение угловой скорости относительного вращения иглы  $\omega$ .

Суммарный тепловой поток, вычисляемый как

$$q = \frac{\sum_{(e)} q^{(e)} A^{(e)}}{\sum_{(e)} A^{(e)}}, \quad (16)$$

разделяется между двумя контактирующими поверхностями в соотношении [13]

$$q = q_{(1)} + q_{(2)} = \alpha q + (1 - \alpha)q, \quad (17)$$

где

$$\alpha = \left( 1 + \sqrt{\frac{\kappa_{(2)} c_{(2)} \rho_{(2)}}{\kappa_{(1)} c_{(1)} \rho_{(1)}}} \right)^{-1}, \quad (18)$$

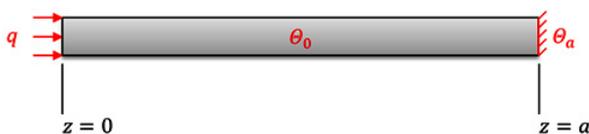


Рис. 4. Расчетная схема одномерной задачи теплопроводности



Рис. 5. Алгоритм методики расчета износа поверхности

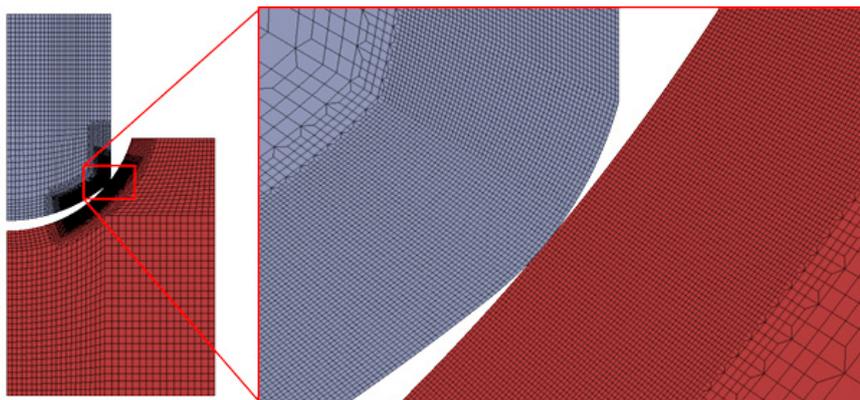


Рис. 6. Конечно-элементная модель для моделирования износа опорной пары

$\kappa$ ,  $c$ ,  $\rho$  — коэффициент теплопроводности, удельная теплоемкость и плотность материала соответственно, индексы (1) и (2) указывают на номер контактной поверхности.

В [14] приведено выражение для вычисления температуры контактной поверхности, основанное на решении одномерной задачи теплопроводности в бесконечной области:

$$\Theta(t) = \frac{q\sqrt{t}}{\sqrt{\pi\kappa c\rho}} \quad (19)$$

Однако, как не трудно видеть, данная зависимость не учитывает отвод тепла.

Для учета конечных размеров контактной пары и отвода части тепла с контактной поверхности температуру контактной поверхности предлагается определять из решения одномерного нестационарного уравнения теплопроводности с граничными условиями II рода на одной границе и граничными условиями I на другой (рис. 4):

$$\Theta(t) = \frac{4}{\pi^2\kappa} \sum_{j=0}^{\infty} \frac{(-1)^{j+1} \pi\kappa(\Theta_a - \Theta_0)(2j+1) - 2aq}{(2j+1)^2} \times e^{-\frac{\pi^2\kappa(2j+1)^2 t}{4a^2 c\rho}} + \Theta_a + \frac{aq}{\kappa} \quad (20)$$

где  $\Theta_0$  — значение температуры в начальный момент времени,  $\Theta_a$  — постоянное (установившееся) значение температуры на удаленной границе.

**Моделирование изнашивания с учетом изменения температуры поверхности.** На рис. 5 приведена схема разработанной методики моделирования изнашивания осесимметричной пары трения в программном комплексе ANSYS Mechanical. Преимуществом данного подхода является его максимальная схожесть с процессом решения обыкновенных контактных задач в указанной среде — нет никаких особенностей в построении конечно-элементных моделей и задании граничных условий.

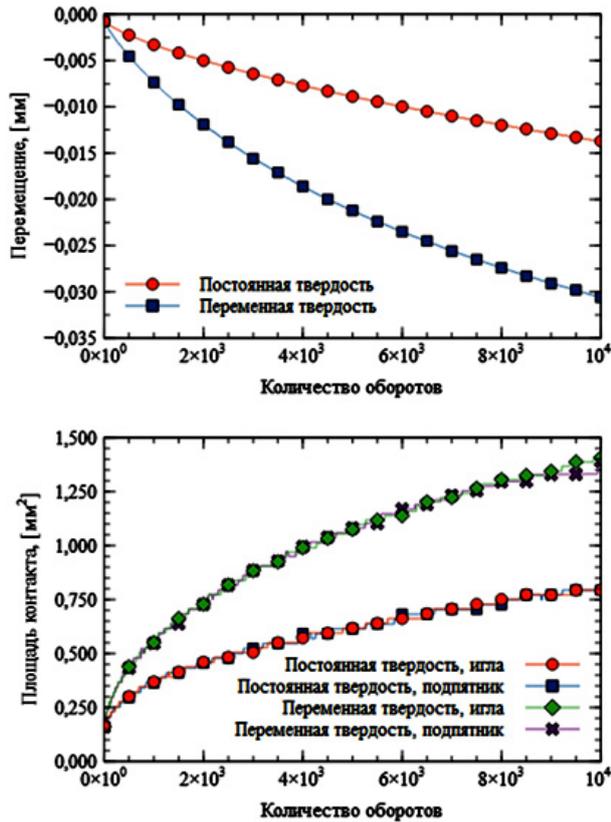


Рис. 7. Сравнение решений, получаемых при постоянном значении твердости и при учете зависимости твердости материала от температуры

Для демонстрации учета зависимости свойств материалов от температуры при расчете износа в качестве наиболее показательного параметра выбрано изменение величины поверхностной твердости при нагреве [15–19].

Разработанная модель износа с учетом зависимости поверхностной твердости материала от температуры была применена к моделированию изнашивания контактной поверхности быстровращающейся опорной пары трения типа «игла-подпятник». Конечно-элементная модель опорной пары трения представлена на рис. 6, задача рассматривается в осесимметричной постановке.

На рис. 7 приведены основные сравнительные результаты расчетов изнашивания с постоянным значением поверхностной твердости и с величиной твердости, зависящей от расчетной температуры контактной поверхности: изменение контактной площади и вертикального перемещения верхнего торца иглы в зависимости от количества совершенных оборотов опорной пары трения.

**Заключение.** В настоящей статье приведена методика учета изменения свойств материалов при моделировании изнашивания быстровращающихся осесимметричных контактных пар.

Приведенные результаты численного моделирования говорят о том, что учет изменения значений параметров модели износа необходим для повышения адекватности и достоверности результатов.

Дальнейшие направления исследований в рамках настоящей работы связаны с оценкой влияния теплового расширения материалов и моделированием несимметричного изнашивания вследствие наличия боковой нагрузки в рамках статической постановки задачи.

1. Dai X., Zhang K., Tang C. Friction and wear of pivot jewel bearing on oil-bath lubrication for high rotational speed application // *Wear*. 2013. Vol. 302. P. 1506–1513. DOI: 10.1016/j.wear.2013.01.032.

2. Попов В. Л. Механика контактного взаимодействия и физика трения. От нанотрибологии до динамики землетрясений. Москва: Физматлит, 2013. 352 с. ISBN 978-5-9221-1443-1.

3. Хандельсман Ю. М. Камневые опоры. Москва: Машиностроение, 1983. 152 с.

4. Archard J. F., Hirst W. The wear of metals under unlubricated conditions // *Proceedings of the Royal Society*. 1956. Vol. 236 (1206). P. 397–410. DOI: 10.1098/rspa.1956.0144.

5. Ansys Mechanical APDL Theory Reference, ANSYS Inc. URL: <https://pdfslide.us/documents/ansys-mechanical-apdl-theory-reference-15pdf.html?page=1> (дата обращения: 15.10.2023).

6. Ansys Mechanical APDL Programmers Reference, ANSYS Inc. URL: <https://pdfslide.net/documents/ansys-mechanical-apdl-programmers-reference.html?page=1> (дата обращения: 15.10.2023).

7. ГОСТ Р 57700.37-2021. Компьютерные модели и моделирование. Цифровые двойники изделий. Общие положения. Введ. 2022–01–01. Москва: Стандартинформ, 2021. 15 с.

8. Pödra P., Andersson S. Simulating sliding wear with finite element method // *Tribology International*. 1999. Vol. 32. P. 71–81. DOI: 10.1016/S0301-679X(99)00012-2.

9. Hegadekatte V., Huber N., Kraft O. Modeling and simulation of wear in a pin on disc tribometer // *Tribology Letters*. 2006. Vol. 24 (1). P. 51–60. DOI: 10.1007/s11249-006-9144-2.

10. Söderberg A., Andersson S. Simulation of wear and contact pressure distribution at the pad-to-rotor interface in a disc brake using general purpose finite element analysis software // *Wear*. 2009. Vol. 267. P. 2243–2251. DOI: 10.1016/j.wear.2009.09.004.

11. Bastola A., Stewart D., Dini D. Three-dimensional finite element simulation and experimental validation of sliding wear // *Wear*. 2022. Vol. 504–505. P. 204402. DOI: 10.1016/j.wear.2022.204402.

12. Kónya L., Váradi K. Wear simulation of a polymer-steel sliding pair considering temperature- and time-dependent material properties // *Tribology and Interface Engineering Series*. 2008. Vol. 55. P. 130–145. DOI: 10.1016/S1572-3364(08)55007-5.

13. Grigull U., Sandner H. Heat Conduction. Berlin, 1984. 187 p.

14. Чичинадзе А. В. Основы трибологии: (трение, износ, смазка). 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 2001. 663 с. ISBN 5-217-03053-4.

15. Alpert C. P., Chan H. M., Bennison S. J. [et al.]. Temperature dependence of hardness of alumina-based ceramics // *Journal of American Ceramic Society*. 1988. Vol. 71. P. 371–373.

16. Huang Z., Gu L. Y., Weertman J. R. Temperature dependence of hardness of nanocrystalline copper in low-temperature range // *Scripta Materialia*. 1997. Vol. 37, no. 7. P. 1071–1075. DOI: 10.1016/S1359-6462(97)00209-1. EDN: YALXKD.

17. Wang H. L., Hon M. H. Temperature dependence of ceramics hardness // *Ceramics International*. 1999. Vol. 25, no. 3. P. 267–271.

18. Milman Yu. V., Chugunova S. I., Goncharova I. V. [et al.]. Temperature dependence of hardness in silicon-carbide ceramics with different porosity // *International Journal of Refractory Materials & Hard Materials*. 1999. Vol. 17. P. 361–368. DOI: 10.1016/S0263-4368(99)00022-0.

19. Wang R., Li D., Li W. Temperature dependence of hardness prediction for high-temperature structural ceramics and their composites // *Nanotechnology reviews*. 2021. Vol. 10. P. 586–595. DOI: 10.1515/ntrev-2021-0041.

**ЖУРАВЛЕВ Дмитрий Николаевич**, инженер-исследователь передовой инженерной школы «Цифровой инжиниринг» Санкт-Петербургского политех-

нического университета Петра Великого (СПбПУ),  
г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 3817-9414

AuthorID (РИНЦ): 1169084

ORCID: 0000-0003-0346-7215

AuthorID (SCOPUS): 57193726167

Адрес для переписки: zhuravlev@compmechlab.ru

**БОРОВКОВ Алексей Иванович**, кандидат технических наук, доцент (Россия), проректор по цифровой трансформации, руководитель передовой инженерной школы «Цифровой инжиниринг» СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 6540-0980

AuthorID (РИНЦ): 6567

ORCID: 0000-0003-3177-0959

AuthorID (SCOPUS): 8840090300

Адрес для переписки: borovkov@compmechlab.com

#### Для цитирования

Журавлев Д. Н., Боровков А. И. Разработка методики учета температурной зависимости свойств материалов при моделировании изнашивания быстровращающейся опорной пары типа «игла-подпятник» // Омский научный вестник. 2024. № 2 (190). С. 50 – 58. DOI: 10.25206/1813-8225-2024-190-50-58.

Статья поступила в редакцию 29.11.2023 г.

© Д. Н. Журавлев, А. И. Боровков

# DEVELOPMENT OF A METHODOLOGY TAKING INTO ACCOUNT THE TEMPERATURE DEPENDENCE OF MATERIAL PROPERTIES IN SIMULATION OF WEAR IN FAST-ROTATING PIVOT JEWEL BEARING SUPPORT

The pivot jewel bearing is an important node of some classes of industrial equipment; at nominal operating modes, the speed of relative rotation of the contact surfaces can reach  $10^3$  revolutions per second, while the operating time can be measured in years; under such conditions, it is necessary to take into account the wear of the contact surfaces; in this paper, a technique for modeling the dry friction wear of a fast-rotating support pair is proposed, taking into account changes in the properties of materials due to surface heating, based on solving the wear contact problem in a stationary formulation using Archard's law; the effect of taking into account the temperature dependence of material properties in wear modeling process is demonstrated.

**Keywords:** numerical simulation, finite element method, friction, wear, pivot jewel bearing, material properties.

## References

1. Dai X., Zhang K., Tang C. Friction and wear of pivot jewel bearing on oil-bath lubrication for high rotational speed application // *Wear*. 2013. Vol. 302. P. 1506–1513. DOI: 10.1016/j.wear.2013.01.032. (In Engl.).
2. Popov V. L. *Mekhanika kontaktnogo vzaimodeystviya i fizika treniya. Ot nanotribologii do dinamiki zemletryaseniya* [Mechanics of contact interaction and physics of friction. From nanotribology to earthquake dynamics]. Moscow, 2013. 352 p. ISBN 978-5-9221-1443-1. (In Russ.).
3. Khandel'sman Yu. M. *Kamnevyye opory* [Stone supports]. Moscow, 1983. 152 p. (In Russ.).
4. Archard J. F., Hirst W. The wear of metals under unlubricated conditions // *Proceedings of the Royal Society*. 1956. Vol. 236 (1206). P. 397–410. DOI: 10.1098/rspa.1956.0144. (In Engl.).
5. Ansys Mechanical APDL Theory Reference, ANSYS Inc. URL: <https://pdfslide.us/documents/ansys-mechanical-apdl-theory-reference-15pdf.html?page=1> (accessed: 15.10.2023). (In Engl.).
6. Ansys Mechanical APDL Programmers Reference, ANSYS Inc. URL: <https://pdfslide.net/documents/ansys-mechanical-apdl-programmers-reference.html?page=1> (accessed: 15.10.2023). (In Engl.).
7. GOST R 57700.37-2021. *Komp'yuternyye modeli i modelirovaniye. Tsifrovyye dvoyniki izdeliy. Obshchiye polozheniya* [Computer models and simulation. Digital twins of products. General provisions]. Moscow, 2021. 15 p. (In Russ.).
8. Pödra P., Andersson S. Simulating sliding wear with finite element method // *Tribology International*. 1999. Vol. 32. P. 71–81. DOI: 10.1016/S0301-679X(99)00012-2. (In Engl.).
9. Hegadekotte V., Huber N., Kraft O. Modeling and simulation of wear in a pin on disc tribometer // *Tribology Letters*. 2006. Vol. 24 (1). P. 51–60. DOI: 10.1007/s11249-006-9144-2. (In Engl.).
10. Söderberg A., Andersson S. Simulation of wear and contact pressure distribution at the pad-to-rotor interface in a disc brake using general purpose finite element analysis software // *Wear*. 2009. Vol. 267. P. 2243–2251. DOI: 10.1016/j.wear.2009.09.004. (In Engl.).
11. Bastola A., Stewart D., Dini D. Three-dimensional finite element simulation and experimental validation of sliding wear // *Wear*. 2022. Vol. 504–505. P. 204402. DOI: 10.1016/j.wear.2022.204402. (In Engl.).
12. Kónya L., Váradi K. Wear simulation of a polymer-steel sliding pair considering temperature - and time-dependent material properties // *Tribology and Interface Engineering Series*. 2008. Vol. 55. P. 130–145. DOI: 10.1016/S1572-3364(08)55007-5. (In Engl.).
13. Grigull U., Sandner H. *Heat Conduction*. Berlin, 1984. 187 p. (In Engl.).
14. Chichinadze A. V. *Osnovy tribologii: (Treniye, iznos, smazka)* [Basics of tribology: (Friction, wear, lubrication)]. 2nd ed. Moscow, 2001. 663 p. ISBN 5-217-03053-4. (In Russ.).
15. Alpert C. P., Chan H. M., Bennison S. J. [et al.]. Temperature dependence of hardness of alumina-based ceramics // *Journal of American Ceramic Society*. 1988. Vol. 71. P. 371–373. (In Engl.).

16. Huang Z., Gu L. Y., Weertman J. R. Temperature dependence of hardness of nanocrystalline copper in low-temperature range // *Scripta Materialia*. 1997. Vol. 37, no. 7. P. 1071 – 1075. DOI: 10.1016/S1359-6462(97)00209-1. EDN: YALXKD. (In Engl.).

17. Wang H. L., Hon M. H. Temperature dependence of ceramics hardness // *Ceramics International*. 1999. Vol. 25, no. 3. P. 267 – 271. (In Engl.).

18. Milman Yu. V., Chugunova S. I., Goncharova I. V. [et al.]. Temperature dependence of hardness in silicon-carbide ceramics with different porosity // *International Journal of Refractory Materials & Hard Materials*. 1999. Vol. 17. P. 361 – 368. DOI: 10.1016/S0263-4368(99)00022-0. (In Engl.).

19. Wang R., Li D., Li W. Temperature dependence of hardness prediction for high-temperature structural ceramics and their composites // *Nanotechnology Reviews*. 2021. Vol. 10. P. 586 – 595. DOI: 10.1515/ntrev-2021-0041. (In Engl.).

**ZHURAVLYOV Dmitry Nikolaevich**, Research Engineer of Advanced Engineering School «Digital Engineering», Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (SPbPU), Saint Petersburg.

SPIN-code: 3817-9414

AuthorID (RSCI): 1169084

ORCID: 0000-0003-0346-7215

AuthorID (SCOPUS): 57193726167

Correspondence address: zhuravlev@compmechlab.ru

**BOROVKOV Alexey Ivanovich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Vice-Rector for Digital Transformation, Head of Advanced Engineering School «Digital Engineering», SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 6540-0980

AuthorID (RSCI): 6567

ORCID: 0000-0003-3177-0959

AuthorID (SCOPUS): 8840090300

Correspondence address: borovkov@compmechlab.com

#### For citations

Zhuravlyov D. N., Borovkov A. I. Development of a methodology taking into account the temperature dependence of material properties in simulation of wear in fast-rotating pivot jewel bearing support // *Omsk Scientific Bulletin*. 2024. No. 2 (190). P. 50 – 58. DOI: 10.25206/1813-8225-2024-190-50-58.

Received November 29, 2023.

© D. N. Zhuravlyov, A. I. Borovkov