

Сорокатый Р.В.,*
Радионенко А.В.**

*Хмельницкий национальный университет,

**Приазовский государственный
технический университет

МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ИЗНАШИВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Введение

Анализ расчетных методов, которые используются в конструкторской практике, показывает существенное отставание в использовании расчетных оценок ресурса узлов трения по критерию износа от прочностных расчетов.

В совершенствовании методов прогнозирования износа узлов трения, наиболее перспективными являются численные методы, основанные на пространственно-временной дискретизации.

В качестве одного из путей решения проблемы расчетной оценки ресурса узлов трения, предлагается метод трибоэлементов [1]. В работах [2, 3, 4] метод трибоэлементов реализован для подшипников скольжения с тонкими упругими антифрикционными покрытиями. Для эффективного использования метода трибоэлементов в инженерной практике, необходимо расширить область применения метода для более широкого круга триботехнических задач.

Наиболее перспективным в данном направлении представляется совместное использование метода трибоэлементов и метода конечных элементов.

Целью совместного использования методов является расширение возможностей метода трибоэлементов путем использования результатов конечно-элементного анализа напряженно-деформированного состояния элементов трибосопряжения в качестве данных для определения параметров трибоэлементной модели изнашивания.

Для совместной реализации методов, использован конечно-элементный пакет ANSYS. Практическая реализация данного алгоритма показана на примере решения задачи об изнашивании радиального подшипника скольжения при перекосе осей вала и втулки.

Моделирование изнашивания подшипников скольжения при перекосе осей вала и втулки. Расчетная модель

Рассматривался контакт жесткого вала радиуса R_1 и цилиндрического упругого антифрикционного слоя толщиной ε , сцепленного с жесткой втулкой. Вал наклонен под углом θ к втулке. Ось Z направлена вдоль оси подшипника. Износ подшипника и контактные давления зависят от положения точек области контакта. Принимается, что изнашивается только антифрикционный слой. Общие положения алгоритма решения износоконтактных задач методом трибоэлементов в среде ANSYS изложены в [5]. Для решения износоконтактных задач в пространственной постановке необходимо учесть, что в данном случае строится кубический сплайн изнашиваемой поверхности. После каждой итерации определения величины износа строится кубический сплайн изнашиваемой поверхности, геометрия которой учитывает изнашивание на предыдущем шаге.

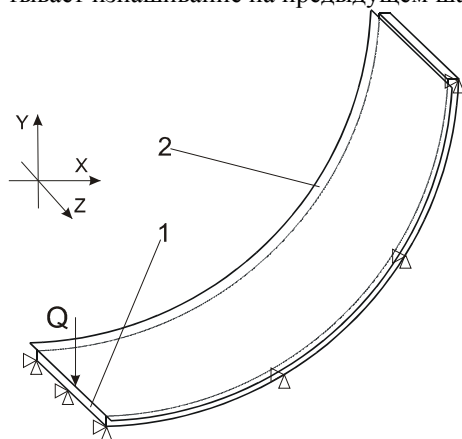


Рис. 1 – Расчетная модель:
1 – антифрикционный элемент;
2 – жесткий вал

Исходя из приведенной расчетной модели, в препроцессоре ANSYS построена параметризованная расчетная модель, которая приведена на рис. 1.

Контактное взаимодействие элементов трибосопряжения моделировалось жестко-податливым контактом. Вал 2 (рис. 1), как жесткий, принят в качестве целевой поверхности. Антифрикционный элемент 1 – в качестве контактной поверхности. На контактной поверхности антифрикционного слоя определено геометрическое положение трибоэлементов. Для создания сетки конечно-элементной модели антифрикционного слоя использовались двадцатиузловые пространственные элементы SOLID186. Для создания контактной пары "втулка-антифрикционный элемент" использовались контактные элементы "поверхность-поверхность". Целевая поверхность описана элементами TARGET170, контактная – CONTA174.

Изнашивание рассматривалось как случайный процесс марковского типа с дискретным временем и состояниями.

В момент времени $t = 1$ вероятности нахождения ТЭ в том или ином состоянии определялись как произведение вектора начальных состояний $[\pi_j]$ на матрицу переходных вероятностей (МПВ) $[\mathbf{W}_{ij}]$:

$$[\pi_j(t = 1)] = [\pi_j(t = 0)][\mathbf{W}_{ij}], \quad i, j = 1, 2, \dots, K_C, \quad (1)$$

где $[\pi_j(t = 0)]$ – вектор начальных состояний;

$[\pi_j(t = 1)]$ – вектор безусловных вероятностей нахождения ТЭ в i -х состояниях ($i = 1, \dots, K_C$) в

момент времени $t = 1$;

$[\mathbf{W}_{ij}]$ – матрица переходных вероятностей.

Вероятности состояний ТЭ в момент времени $t > 1$ определялись как произведение $[\pi_j(t - 1)]$ вектора безусловных вероятностей в момент $t - 1$ на МПВ, задающую поведение ТЭ в момент времени t :

$$[\pi_j(t)] = [\pi_j(t - 1)][\mathbf{W}_{ij}], \quad i, j = 1, 2, \dots, K_C. \quad (2)$$

Компоненты вектора начальных состояний $[\pi_j(t = 0)]$ определялись из допущения, что в начальный момент времени ТЭ находился в первом состоянии:

$$[\pi_j(t = 0)] = [1, 0, 0, \dots, 0]. \quad (3)$$

Процессы накопления трибоповреждений относятся к классу кумулятивных повреждений, поэтому для описания поведения ТЭ использовалась МПВ с единичными скачками вверх и наличием поглощающего состояния [1 - 6], которая достаточно полно отражает механическую сущность процесса изнашивания, а именно последовательное разрушение слоев материала:

$$[\mathbf{W}_{ij}] = \begin{bmatrix} w_{11}(t) & w_{12}(t) & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & w_{22}(t) & w_{23}(t) & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Под поглощающим состоянием понимается состояние полного износа антифрикционного слоя.

Компоненты $w_{ij}(t)$, согласно [1] определялись:

$$w_{ij}(t) \cong \lambda_I(t) \Delta t, \quad \text{для } i \neq j, \quad (5)$$

где $\lambda_I(t) = V_I(t)/h$; – интенсивность потока изнашивания;

Δt – промежуток времени, определяющий величину цикла нагружения;

h – величина, определяемая из условия ординарности потока;

$V_I(t)$ – скорость изнашивания в момент времени t .

Величина износа h выбирается из условия, что за один цикл нагружения вероятность возникновения величины износа больше h , ничтожно мала.

Значение величины износа слоя определяется через математическое ожидание \bar{m}_t нахождения ТЭ:

$$z_t = (\bar{m}_t - 1)h, \quad (6)$$

где математическое ожидание $\bar{m}_t = \sum_{i=1}^{K_C} i \pi_i(t)$, $i = 1, 2, \dots, K_C$; $\pi_i(t)$ – безусловные вероятности состояний ТЭ; $h = \varepsilon / (K_C - 1)$.

В начальный момент времени предполагалось, что все элементы находились в состоянии 1.

В качестве функции скорости изнашивания от контактных давлений и скорости скольжения использовалась степенная зависимость вида:

$$V_I = K_w V p(\varphi, \varphi_0(t))^l, \quad (7)$$

где V_I – скорость изнашивания;

K_w – коэффициент интенсивности изнашивания;

V – скорость скольжения вала по антифрикционному слою;

$p(\varphi, \varphi_0(t))$ – контактные давления;

γ – показатель степени.

Результаты численной реализации

Численный анализ проведен для следующих значений параметров: $P = 300$ Н; $\varepsilon = 2,6 \cdot 10^{-3}$ м; $\Delta = 2,0 \cdot 10^{-4}$ м; $R_1 = 1,12 \cdot 10^{-2}$ м; $V_{cp} = 0,95$ м/с; $K_C = 5$; $\alpha = 1$; $\Delta \varphi = 1^\circ$; $K_w = 1 \cdot 10^{-12}$ м²/Н.

По результатам вычислений построены каркасные поверхности (рис. 2) распределения контактных давлений по поверхности для начального момента времени, для момента времени, который соответствует процессу активного формоизменения (0,75 Кс) и периода стационарного изнашивания элементов пары трения (9 Кс). Распределение износа по поверхности в период стационарного изнашивания приведены на рис. 3.

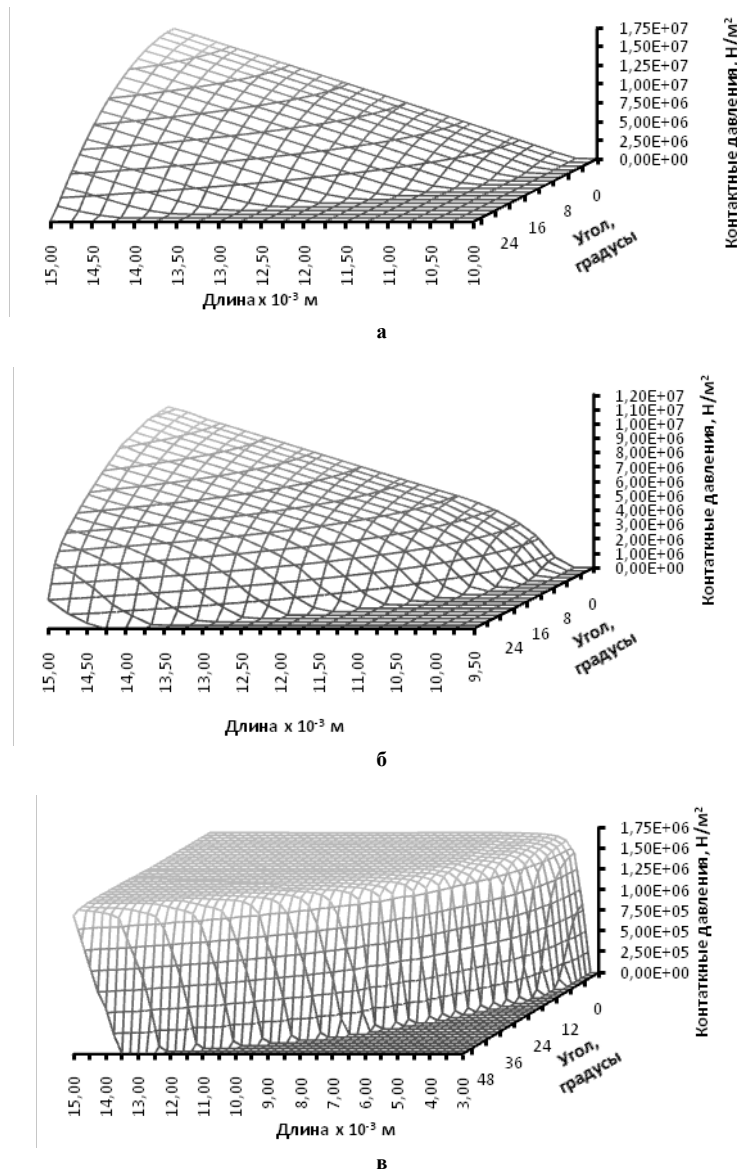


Рис. 2 – Распределение контактных давлений по поверхности износа при перекосе оси вала и втулки $0,5^\circ$ в разные моменты времени:

- а – 0 Кс;
- б – 0,75 Кс;
- в – 9 Кс

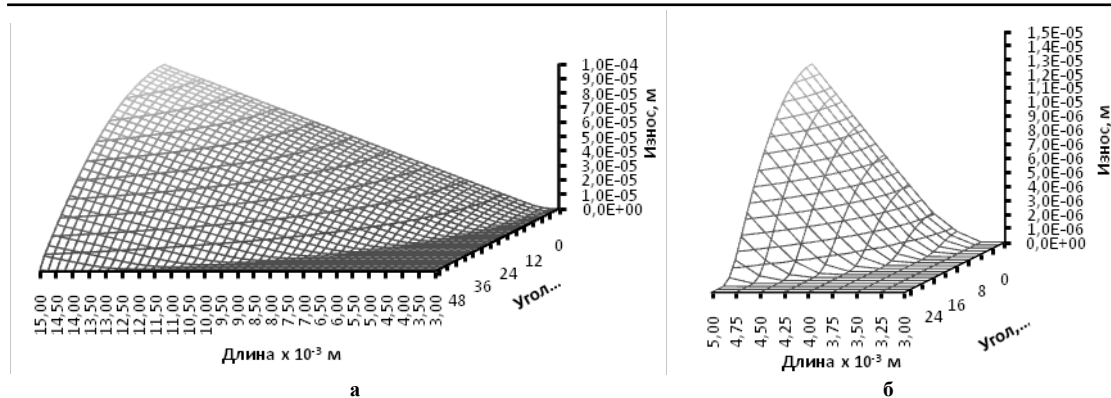


Рис. 3 – Поверхность износа (а) и переходная зона (б) для угла перекоса оси $0,5^\circ$ и времени изнашивания 9 Кс

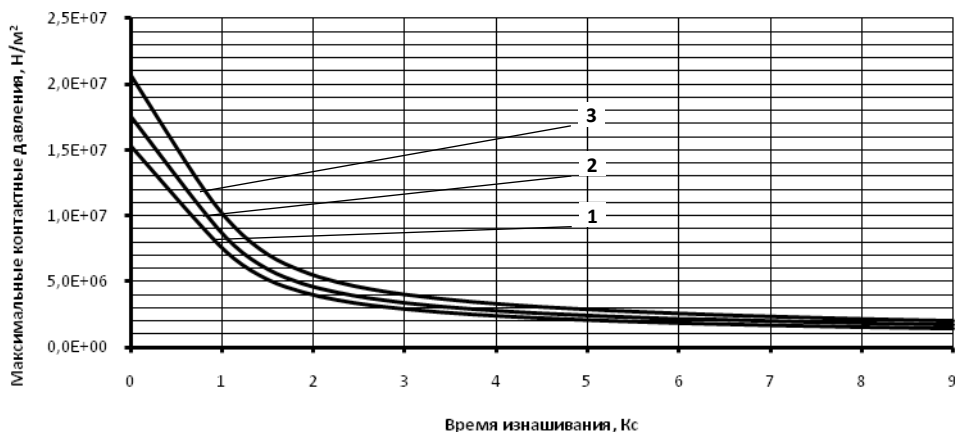


Рис. 4 – Зависимость максимальных контактных давлений от времени изнашивания при перекосе оси вала и втулки:
1 – $0,35^\circ$; 2 – $0,5^\circ$; 3 – $0,75^\circ$



Рис. 5 – Зависимость максимального износа от времени изнашивания при перекосе оси вала и втулки:
1 – $0,35^\circ$; 2 – $0,5^\circ$; 3 – $0,75^\circ$

Анализ изменения во времени максимальных контактных давлений и максимального износа (рис. 4, 5) показал, что основные процессы изменения в формообразовании поверхностей износа происходят в начальный момент времени до 1,5 - 2,0 Кс. После указанного времени процесс изнашивания выходит на стационарный режим, о чем свидетельствуют почти линейные зависимости максимальных давлений (рис. 4) и максимального износа (рис. 5).

Анализ формы распределения контактных давлений по поверхности в начальный момент времени при отсутствии износа (рис. 2, а) показывает, что максимальные контактные давления, действующие вдоль оси приложения нагрузки, линейно падают от максимального значения на торце втулки подшипника до нуля в зоне выхода из контакта вала с втулкой.

Начало процесса изнашивания приводит к изменению формы поверхности контакта вала и втулки, увеличению площади контактного взаимодействия и существенному уменьшению максимальных

контактных давлений. При этом происходит увеличение контактных давлений около границ поверхности контакта (рис. 2, б). Таким образом, в начале процесса изнашивания, вследствие формирования поверхности износа, начинается выравнивание контактных давлений как в осевом, так и в радиальном направлениях. Механизм такого поведения контактных давлений в начальный момент изнашивания объясняется тем, что для сохранения неразрывности контакта вала и втулки и обеспечения равенства величин перемещений точек вала под действием приложенного усилия и вследствие износа поверхности необходимо, чтобы вдоль оси контакта процесс изнашивания втулки происходил равномерно, что обеспечивается равномерностью контактных давлений (рис. 2, в). В данном случае расчетная модель предполагает неизменность угла перекоса осей в процессе изнашивания, что определяет вышеуказанный механизм кинематического взаимодействия вала и втулки. Наличие дополнительных степеней свободы, определяющих возможность изменения угла перекоса осей в процессе изнашивания, учитывая неравномерность контактных давлений и как следствие – износа (максимальные значения у торца втулки и равные нулю в зоне выхода из контакта) в направлении плоскости приложения нагрузки – приводило бы к увеличению угла взаимного перекоса осей элементов пары трения.

Увеличение поверхности износа по границам износоконтактного взаимодействия происходит за счет вступления в контакт новых элементов неизношенной поверхности вследствие упругих деформаций втулки. Это приводит к образованию на границах поверхности взаимодействия переходной зоны изнашивания (рис. 3, б), которая характеризуется нелинейной зависимостью величин износа в направлении плоскости приложения нагрузки.

В процессе начального этапа формирования поверхности контакта происходит существенное уменьшение контактных давлений. При этом форма распределения давлений по поверхности стремится к равномерной как в осевом, так и в радиальном направлениях (рис. 2, в). По линейному характеру временных зависимостей изменения максимальных контактных давлений и износа (рис. 4, 5) в данный период времени можно сделать вывод о том, что система выходит на стационарный режим изнашивания.

Экспериментальный анализ

Для проверки результатов расчета были проведены экспериментальные исследования изнашивания втулки жестким валом при взаимном перекосе осей при соответствующих расчетному анализу геометрических и силовых параметрах пары трения.

На фотографиях образцов после испытаний (рис. 6) видно наличие переходной зоны износа между изношенной и неизношенной поверхностями.

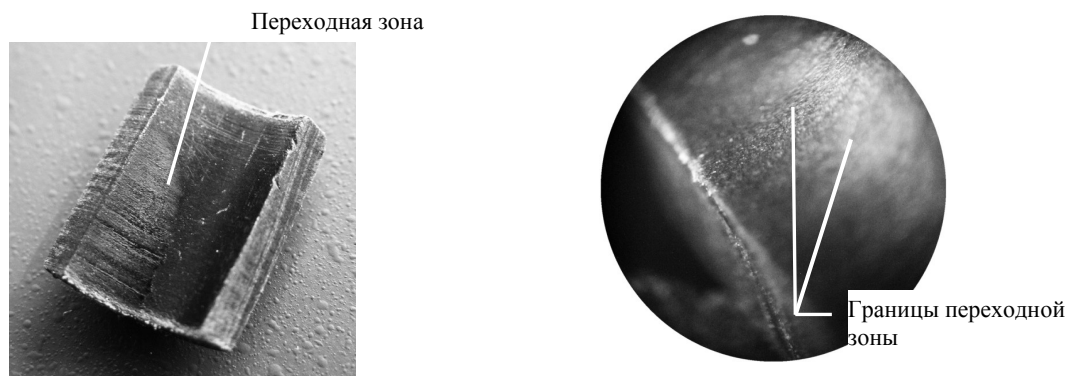


Рис. 6 – Образцы после испытаний (угол перекоса оси – 0,5°, время испытаний – 150 мин)

Результаты измерения переходной зоны для различных углов перекоса осей вала и втулки сведены в табл. 1.

Таблица 1

Ширина и протяженность площадки износа

Угол перекоса оси, градус		0,35	0,50	0,75
Длина поверхности износа, мм	Эксперимент	14,52	11,68	9,15
	Модель	14,50	11,75	9,25
Ширина переходной зоны в направлении оси втулки, мм	Эксперимент	0,72	0,55	0,30
	Модель	0,75	0,50	0,25

Сравнение поверхностей износа и размеров переходных зон, полученных расчетным путем и экспериментально, показывает хорошее качественное и количественное соответствие (табл. 1). Ширина переходной зоны, о чем свидетельствуют экспериментальные данные и результаты численного анализа (табл. 1), зависит от угла взаимного перекоса осей вала и втулки. Уменьшение угла перекоса приводит к увеличению ширины указанной зоны. Результаты эксперимента показывают, что уменьшение угла от $0,75^\circ$ до $0,35^\circ$ привело к увеличению ширины переходной зоны с 0,30 до 0,72 мм.

Общий анализ данных, полученных в ходе экспериментальных исследований и численного моделирования методом трибоэлементов, показал хорошее соответствие качественных и количественных результатов.

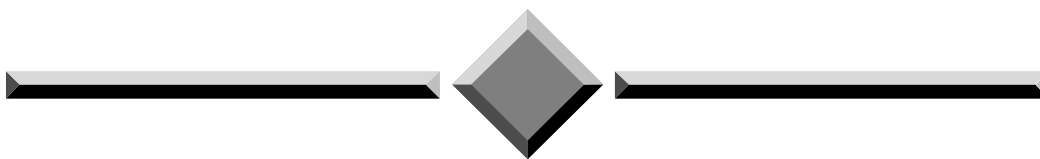
Выводы

В работе представлены результаты использования метода трибоэлементов совместно с методом конечных элементов для моделирования износа подшипников скольжения. Проведен сравнительный анализ результатов расчета и экспериментальных данных, который свидетельствует о достаточно высокой точности метода трибоэлементов. Полученные результаты позволили объяснить механизм формирования поверхностей износа элементов пары трения подшипников скольжения в условиях взаимного перекоса осей вала и втулки.

Литература

1. Сорокатый Р.В. Метод трибоэлементов. Монография / Р.В. Сорокатый – Хмельницкий: ХНУ, 2009. – 242 с.
2. Сорокатый Р.В. Моделирование поведения трибосистем методом трибоэлементов / Р.В. Сорокатый // Трение и износ. – 2002. – Т. 23. – № 1. – С. 16-22.
3. Сорокатый Р.В. Анализ работоспособности подшипников скольжения при возвратно-вращательном движении / Р.В. Сорокатый // Трение и износ. – 2003. – Т. 24. – № 2. – С. 136-143.
4. Сорокатый Р.В. Анализ работоспособности подшипников скольжения при перекосе осей вала и втулки / Р.В. Сорокатый // Трение и износ. – 2006. – Т. 27. – № 1. – С. 24-32.
5. Сорокатый Р.В. Решение износосеконтактных задач методом трибоэлементов в среде конечно-элементного пакета ANSYS / Р.В. Сорокатый // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2007. – № 3. – С. 9-17.

Надійшла 31.05.2010



ЧИТАЙТЕ

журнал

“Problems of Tribology”

во всемирной сети

INTERNET !

<http://www.tup.km.ua/science/journals/tribology/>