

УДК 004.021

DOI: 10.32326/1814-9146-2021-83-3-311-323

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ СОПРИКАСАЮЩИХСЯ ТВЕРДЫХ ТЕЛ С УЧЕТОМ ЭНЕРГОВЫДЕЛЕНИЯ В ЗОНЕ КОНТАКТА

© 2021 г.

Серяков Ю.Д., Глазунов В.А.

*Российский федеральный ядерный центр – Всероссийский научно-исследовательский институт экспериментальной физики,  
Саров, Российская Федерация*

staff@vniief.ru

*Поступила в редакцию 03.09.2021*

Приведено описание численной модели расчета теплового состояния соприкасающихся твердых тел с учетом энерговыделения в зоне контакта. Модель базируется на конечно-объемном подходе и реализована в модуле Логос Тепло, входящем в пакет программ Логос и предназначенном для численного моделирования процессов теплопроводности в твердых телах, а также в воздушных зазорах, без учета конвективного механизма теплопроводности. Введенные методы и алгоритмы позволяют проводить расчеты теплового состояния трехмерных и двумерных (в том числе осесимметричных) конструкций в стационарном и нестационарном режимах на несостыкованных (неконформных) сеточных моделях с учетом энерговыделения в зоне контакта.

Рассмотрены наиболее распространенные методы определения коэффициента распределения теплового потока от энерговыделения в случае взаимодействия двух тел в состоянии покоя, а также в случае скользящего контакта. Для задачи с известным точным решением и результатами численных расчетов проведена оценка применимости указанных методов и алгоритмов учета энерговыделения в зоне контакта для численной схемы, реализованной в продукте Логос Тепло.

По результатам оценки численных данных максимальная погрешность для покоящейся модели не превысила 0,1%, а в случае моделирования скользящего контакта 8%, что говорит о применимости рассмотренных методов и алгоритмов. Однако стоит отметить, что численное решение, полученное по методу Шаррона, вносит в численную схему, реализованную в модуле Логос Тепло, погрешность, большую на порядок, чем метод по температуропроводности, а также создает разрыв в температуре на границе контакта.

*Ключевые слова:* теплопроводность, неконформные сетки, скользящий контакт, модуль Логос Тепло, пакет программ Логос.

### Введение

Имеется большой класс задач теплопроводности соприкасающихся тел (подшипники, тормозная система и т.п.). В области контакта таких тел возникает энерговыделение, которое нарушает условие непрерывности теплового потока на контакт-

ной границе. При решении подобных задач крайне важным является определение температурного поля вблизи поверхности контакта. Величина температуры влияет на скорость окисления материалов на границе раздела, изменение механических свойств поверхностных слоев, вязкость смазочных материалов и т.д. Расчет теплового состояния соприкасающихся твердых тел реализуется в модуле Логос Тепло, который основан на конечно-объемном методе с неявной аппроксимацией теплового потока между соседними ячейками [1]. В случае моделирования теплопроводности контактирующих твердых тел формируются фиктивные грани, полученные в результате решения задачи проекции и пересечения противоположных граней поверхностей контакта. На фиктивных гранях используется неявная аппроксимация теплового потока от энерговыделения [2]. В случае контакта подвижных тел на каждом шаге по времени осуществляется пересчет фиктивных граней с учетом неполного пересечения контактирующих поверхностей.

Ключевым моментом расчета теплового состояния контактирующих тел с учетом энерговыделения на контакте является определение доли теплового потока, поступающего в каждое из тел. В настоящей статье рассмотрены наиболее часто встречающиеся в литературе подходы для расчета коэффициента распределения теплового потока на контактирующей границе [3–17]. Для выбранных методов:

- проведен анализ рассчитанных коэффициентов распределения теплового потока для пар веществ с различными теплофизическими свойствами [18];
- для задачи с аналитическим решением проведено исследование точности описанной в настоящей статье модели определения теплового состояния конструкций с учетом энерговыделения на контактной границе;
- рассмотрена возможность применения выбранной модели для решения задачи по определению максимальной температуры контакта системы твердых тел в скользящем контакте [3].

### **Основные соотношения модели температурного контакта с учетом энерговыделения в зоне контакта**

Функционал модуля Логос Тепло позволяет проводить расчеты теплового состояния трехмерных и двумерных (в том числе осесимметричных) конструкций в стационарном и нестационарном режимах на несостыкованных (неконформных) [2] расчетных сетках в предположении, что контакт между несостыкованными частями сетки является идеальным, то есть на контактной границе выполняются соотношения непрерывности температуры и теплового потока:

$$[T] = 0, \quad (1)$$

где  $[T]$  – разность температур контактирующих поверхностей;

$$\left[ \chi \frac{\partial T}{\partial n} \right] = 0, \quad (2)$$

где  $[\chi \partial T / \partial n]$  – разность теплового потока, проходящего через контактирующие поверхности.

При расчете теплопроводности контактирующих твердых тел с внешними границами сложной формы эти границы объединяются в контактный интерфейс. При этом условие теплового контакта выполняется для граней, удаленных друг от друга на величину зазора  $\delta$  (рис. 1). Варьирование этой величины дает возможность корректировать размер пятна контакта в случае контакта искривленных поверхностей.

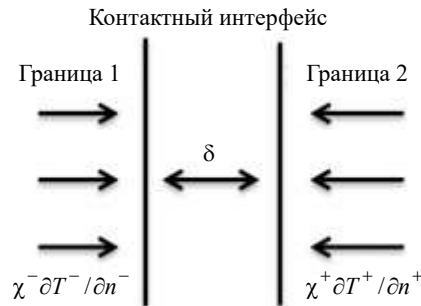


Рис. 1. Формирование контактного интерфейса

Основная идея подхода с использованием контактного интерфейса в модуле Логос Тепло заключается в создании набора фиктивных граней, полученных в результате проекции и пересечения противоположных границ контактного интерфейса. Подход исключает перестроение сеточной модели (дробление граней контакта) в процессе счета, что в результате не приводит к порче сеточной модели и дает возможность моделировать процессы теплопроводности в подвижных частях конструкций. Фиктивные грани в процессе счета заменяют собой внешние границы, принадлежащие контактному интерфейсу, и обрабатываются в алгоритме как внутренние.

Таким образом, если для внешних граней, не задействованных в пересечении, аппроксимация теплового потока происходит в явном виде, то для фиктивных граней, согласно подходу, реализованному в модуле Логос Тепло, используется неявная аппроксимация теплового потока. В алгоритме также предусмотрен учет неполного пересечения, то есть на незадействованной или освобожденной в процессе движения части площади сохраняется влияние граничного условия.

При решении большого класса задач теплопроводности соприкасающихся твердых тел необходимо учитывать в области контакта энерговыделение, которое нарушает условие непрерывности теплового потока на контактной границе:

$$\left[ \chi \frac{\partial T}{\partial n} \right] = Q, \quad (3)$$

где  $Q$  – энерговыделение на поверхности контакта.

Ключевым моментом в расчете энерговыделения на контактной поверхности является определение долей теплового потока для каждой из контактирующих поверхностей. В литературе, посвященной этому вопросу, предложено множество различных методов и их модификаций для расчета распределения теплового потока [3–17]. В настоящей статье рассмотрено несколько из предложенных методов. В первом методе, основанном на коэффициенте температуропроводности, доля теплового потока  $\alpha_1$  для первого взаимодействующего тела вычисляется по формуле:

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_2}, \quad (4)$$

где  $\lambda_i$  ( $i = 1, 2$ ) – коэффициент температуропроводности  $i$ -го вещества.

Во втором методе, основанном на уравнении Шаррона, доля теплового потока  $\alpha_1$  для первого взаимодействующего тела вычисляется по формуле:

$$\alpha_1 = \frac{1}{1 + \sqrt{\rho_2 C_{V2} \lambda_2} / \sqrt{\rho_1 C_{V1} \lambda_1}}, \quad (5)$$

где  $\rho_i$  – плотность вещества,  $C_{Vi}$  – теплоемкость вещества,  $\chi_i$  – теплопроводность вещества ( $i = 1, 2$ ).

Для анализа предложенных методов проведено сравнение коэффициентов распределения теплового потока, рассчитанных по формулам (4) и (5). Рассмотрено взаимодействие между парами различных металлов (теплофизические свойства веществ взяты при комнатной температуре из [18]). В таблице 1 приведены значения коэффициентов распределения теплового потока от энерговыделения, полученные по формуле (4). В таблице 2 приведены значения коэффициентов распределения теплового потока от энерговыделения, полученные по формуле (5). На рис. 2 представлено сравнение коэффициента распределения теплового потока, посчитанного по формулам (4) и (5) для пар материалов из таблиц 1, 2.

Таблица 1

**Коэффициент распределения теплового потока, метод температуропроводности**

Тело 1 \ Тело 2	АМг3	БрБ2	40Х13	Л63	12Х18Н12Т
АМг3	0,5	0,674	0,896	0,648	0,938
БрБ2	0,325	0,5	0,806	0,471	0,88
40Х13	0,103	0,193	0,5	0,175	0,637
Л63	0,351	0,528	0,824	0,5	0,891
12Х18Н12Т	0,061	0,119	0,362	0,108	0,5

Таблица 2

**Коэффициент распределения теплового потока, метод Шаррона**

Тело 1 \ Тело 2	АМг3	БрБ2	40Х13	Л63	12Х18Н12Т
АМг3	0,5	0,494	0,666	0,495	0,715
БрБ2	0,505	0,5	0,671	0,501	0,72
40Х13	0,333	0,328	0,5	0,329	0,557
Л63	0,504	0,498	0,67	0,5	0,718
12Х18Н12Т	0,284	0,279	0,442	0,281	0,5

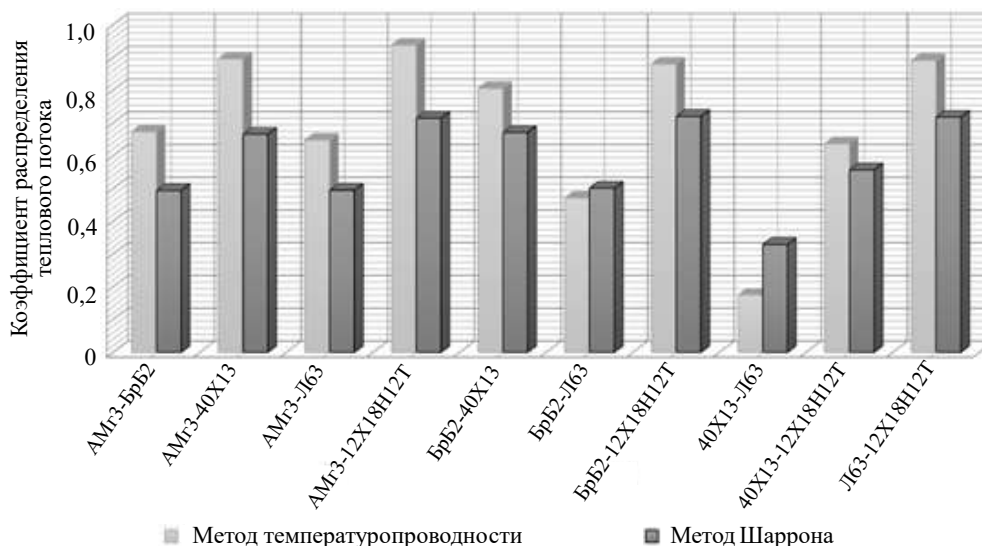


Рис. 2. Коэффициент распределения теплового потока

Как видно из представленных данных, относительное отклонение значений коэффициента распределения для пары материалов, вычисленного по представленным методам, может достигать 46%.

Для получения точного решения задачи теплопроводности с учетом энерговыделения на контактной границе необходимо определить зависимость температуры поверхности контакта от величины коэффициента распределения. Для этого рассмотрим одномерную стационарную задачу теплопроводности с учетом энерговыделения на контактной границе. Постановка задачи схематично представлена на рис. 3.

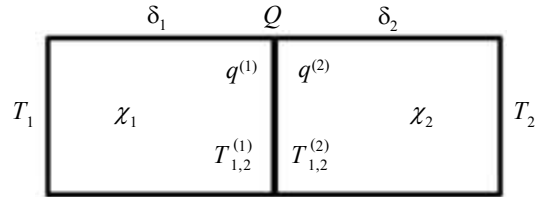


Рис. 3. Постановка задачи

Из условия идеального теплового контакта с учетом энерговыделения на контактной границе получаем, что  $T_{1,2}^{(1)} = T_{1,2}^{(2)}$ , а тепловой поток терпит разрыв, пропорциональный энерговыделению  $q^{(2)} - q^{(1)} = Q = \alpha Q + (1 - \alpha)Q$ . Из этого условия можно однозначно определить температуру стенки контактной границы:

$$T_{1,2} = \frac{(\chi_1/\delta_1)T_1 + \alpha Q + (\chi_2/\delta_2)T_2 + (1 - \alpha)Q}{\chi_1/\delta_2 + \chi_2/\delta_1}, \quad (6)$$

где  $\chi_1, \chi_2$  – теплопроводность,  $T_1, T_2$  – торцевая температура,  $\delta_1, \delta_2$  – длина контактирующих частей бруса,  $Q$  – энерговыделение,  $\alpha$  – коэффициент распределения теплового потока на контактной границе.

Формула (6) показывает зависимость значения температуры плоской стенки контактной границы от величины коэффициента распределения теплового потока от энерговыделения.

### Численное решение тестовых задач

#### Задача 1. Постановка задачи

Проведем расчет описанной выше задачи по определению теплового состояния бруса квадратного сечения с учетом энерговыделения на контактной границе (см. рис. 3). Для расчета используем нерегулярную сеточную модель с интерфейсными гранями, построенными узел в узел (рис. 4). Это позволяет исключить из оценки погрешности ошибку численного метода моделирования теплопроводности на неконформных сетках и оценить только величину погрешности, вносимой методом вычисления долей теплового потока.

В таблице 3 приведены исходные данные:  $\delta_1, \delta_2$  – длины соответствующих частей бруса;  $\chi_1, \chi_2$  – коэффициенты теплопроводности соответствующих частей бруса;  $T_1, T_2$  – граничные значения температуры на внешних поверхностях;  $Q$  – энерговыделение на контактной границе;  $\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты распределения теплового потока, рассчитанные по формулам (4) и (5) соответственно.

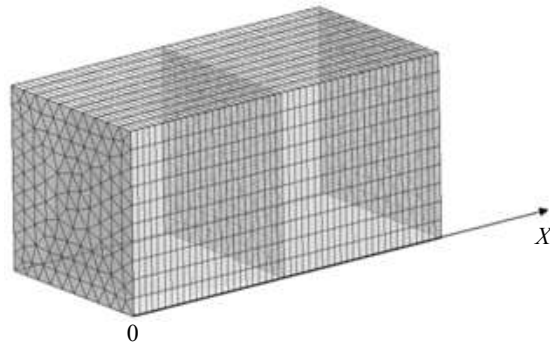


Рис. 4. Брус квадратного сечения, сеточная модель

Таблица 3

**Исходные данные**

$\delta_1, \text{ м}$	$\delta_2, \text{ м}$	$\chi_1, \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\chi_2, \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$T_1, \text{ К}$	$T_2, \text{ К}$	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$Q, \text{ Вт/м}^2$
1	1	60	30	320	350	0,666	0,585	1000

*Аналитическое решение*

Аналитическое решение для установившегося поля температур можно определить по формуле:

$$T_x = T_1 - \frac{T_1 - T_{1,2}}{\delta_1} x, \quad x \in [0, 1],$$

$$T_x = T_{1,2} - \frac{T_{1,2} - T_2}{\delta_2} (x - 1), \quad x \in [1, 2],$$
(7)

где  $T_{1,2}$  – температура на поверхности контакта, определяемая по формуле (6);  $x$  – значение координаты вдоль оси  $OX$ .

*Анализ результатов*

Величину погрешности будем определять по соотношению:

$$\varepsilon = \frac{|T_{\text{расч}} - T_{\text{точн}}|}{|T_{\text{точн}}^{\text{max}} - T_{\text{точн}}^{\text{min}}|} \cdot 100\%,$$
(8)

где  $T_{\text{расч}}$  – значение температуры, посчитанной с помощью модуля Логос Тепло,  $T_{\text{точн}}$  – значение температуры, полученное по формуле (7),  $T_{\text{точн}}^{\text{max}}$  – максимальное значение температуры, полученное по формуле (7),  $T_{\text{точн}}^{\text{min}}$  – минимальное значение температуры, полученное по формуле (7).

В таблице 4 приведены максимальное и среднее значения относительной погрешности, вычисленной по формуле (8), а также погрешность расчета температуры стенки слева и справа от зазора.

Таблица 4

**Оценка погрешности**

Погрешность, %	Максимальная	Средняя	Погрешность по температуре слева	Погрешность по температуре справа
по Шаррону	0,0336	$1,122 \cdot 10^{-4}$	0,000991	0,00296
по теплопроводности	0,0037	$1,235 \cdot 10^{-5}$	0,000325	0,000325

Из анализа погрешностей, представленных в таблице 4, следует, что численное решение, полученное по методу Шаррона, вносит в численную схему, реализованную в модуле Логос Тепло, погрешность, бóльшую на порядок, чем решение по методу температуропроводности, а также создает разрыв в температуре на границе контакта.

#### Задача 2. Постановка задачи

Рассмотрим применение реализованных методов для решения задачи по определению максимальной температуры контакта системы твердых тел в скользящем контакте. В [3] разбираются подходы к решению поставленной задачи, предложенные разными коллективами авторов. Также для сравнения авторы статьи [3] предлагают собственные результаты численного моделирования поставленной задачи.

Рассматривается система из двух контактирующих тел (рис. 5). Стальная полусфера скользит по пластине со скоростью  $V$  в направлении оси  $OX$ . Для пластины рассматриваются два типа материала: сталь и бронза. Пластина имеет размеры  $70 \times 27,5 \times 45$  мкм (по направлениям  $OX$ ,  $OY$  и  $OZ$  соответственно). Радиус полусферы 10 мкм. Время расчета задачи в постановке со стальной пластиной составляет  $6,5 \cdot 10^{-6}$  с, в постановке с бронзовой пластиной расчетное время –  $17 \cdot 10^{-6}$  с. Начальная температура тел составляет 273,15 К. На всей поверхности пластины, кроме плоскости скольжения, задана постоянная температура 273,15 К.

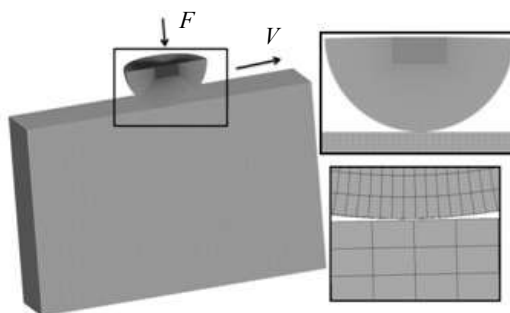


Рис. 5. Система двух тел в скользящем контакте

В этой постановке не учитывается деформация тел и предполагается, что вся энергия трения преобразуется в тепловой поток  $Q$ , который определяется по формуле:

$$Q = \mu VF, \quad (9)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения,  $V$  – скорость тела,  $F$  – нагрузка, действующая перпендикулярно плоскости пластины.

В таблице 5 представлены значения параметров для расчета энерговыделения на контактной границе, а также рассчитанное значение энерговыделения в зависимости от постановки задачи.

Таблица 5

#### Характеристики для энерговыделения

Материал	Сталь	Бронза
Скорость тела, м/с	1	1
Нагрузка, Н	0,1	0,1
Площадь контакта, мкм <sup>2</sup>	72,25	289
Коэффициент трения	0,5	0,25
Энерговыделение, Вт	0,05	0,025

В таблице 6 представлены теплофизические свойства материалов сталь и бронза, взятые из статьи [3].

Таблица 6

Теплофизические свойства

Материал	Сталь	Бронза
Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)	50	62
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	7850	8800
Теплоемкость, Дж/(кг·К)	460	351

*Особенности моделирования и анализ постановки*

В процессе численного решения полусфера движется как единое целое, на каждом расчетном шаге место и площадь контакта определяются заново. Поскольку площадь пятна контакта в Логос Тепло определяется численно, существует погрешность ее вычисления, которая влияет на точность определения поля температур. На рис. 6 приведен график зависимости рассчитываемой площади контакта от номера расчетного шага для грубой и подробной сеток, а также точное значение пятна контакта, указанное в статье [3].

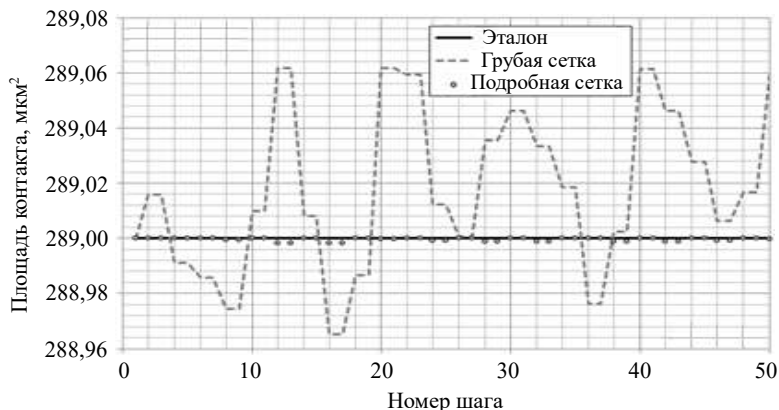


Рис. 6. Изменение площади контакта в процессе решения

Погрешность вычисления площади контакта приводит к тому, что при задании удельного энерговыделения на контакте количество выделяемого тепла варьируется на каждом шаге по времени в зависимости от вычисленной площади. Поэтому для исключения зависимости энерговыделения от точности вычисления площади контакта необходимо задавать полное энерговыделение.

Для решения поставленной задачи авторы статьи [3] предлагают рассчитывать коэффициент распределения теплового потока от энерговыделения на контакте по формуле:

$$\alpha_1 = \frac{T_{\max}^1}{T_{\max}^1 + T_{\max}^2}, \tag{10}$$

где  $T_{\max}^1, T_{\max}^2$  – значения максимальной температуры в полусфере и пластине соответственно.

В таблице 7 представлены значения коэффициента распределения теплового потока от энерговыделения, рассчитанные по формулам, рассмотренным в статье.

Проанализировав численные данные, представленные в таблице 7, получаем, что значения коэффициента распределения теплового потока от энерговыделения,



посчитанные по формулам (4) и (5), не согласуются с результатами, полученными авторами статьи [3]. Для решения поставленной задачи было использовано постоянное значение коэффициента распределения теплового потока, предложенное в статье [3] и представленное в таблице 5.

Таблица 7

Коэффициент распределения теплового потока		
Материал	Сталь/Сталь	Сталь/Бронза
По формуле (4)	0,5	0,592
По формуле (5)	0,5	0,507
Значение из статьи [3]	0,525	0,583

*Анализ результатов*

Для комбинации материалов сталь/сталь на рис. 7 представлено поле температур в модели в конечный момент времени, равный  $6,5 \cdot 10^{-6}$  с.

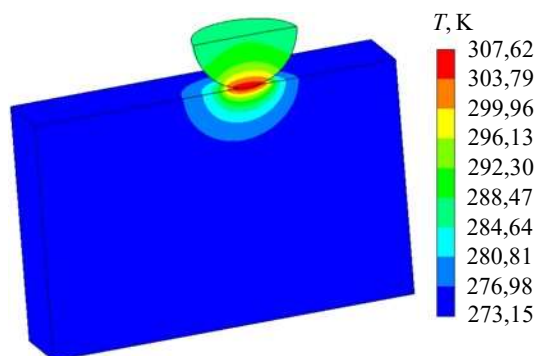


Рис. 7. Поле температур в модели в конечный момент времени (сталь/сталь)

Для комбинации материалов сталь/бронза на рис. 8 представлено поле температур в модели в конечный момент времени, равный  $17 \cdot 10^{-6}$  с.

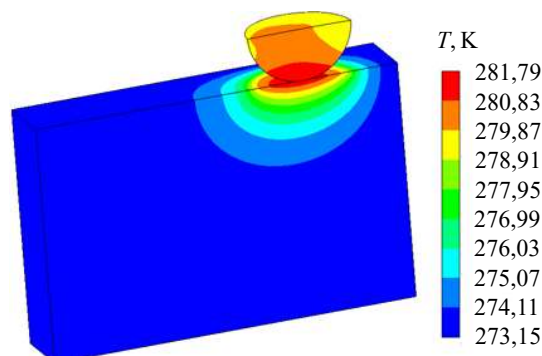


Рис. 8. Поле температур в модели в конечный момент времени (сталь/бронза)

В таблице 8 представлены значения максимальной температуры в пластине, взятые из [3, 19, 20], и результаты численного моделирования задачи с использованием реализованных методов и алгоритмов в модуле Логос Тепло.

Таблица 8

**Максимальная температура в пластине**

Метод	Максимальная температура (сталь/сталь), °С	Максимальная температура (сталь/бронза), °С
Логос Тепло	33,9	8,51
Neder Z., Varadi K., Man L., Friedrich K. [3]	35,9	7,88
Tian X. and Kennedy F.E. [19, 20]	36,6	8,04

Проанализировав численные данные, представленные в таблице 8, получаем, что с учетом всех особенностей (допущений в постановке) максимальное отклонение результатов, полученных в модуле Логос Тепло, от результатов, представленных в источниках [2, 19, 20], не превышает 8%.

**Заключение**

Представлена методика моделирования энерговыделения между соприкасающимися телами, реализованная в продукте Логос Тепло. Методика основана на конечно-объемном методе моделирования теплопроводности с неявной аппроксимацией теплового потока на поверхности контакта.

Рассмотрены различные методы определения коэффициента распределения теплового потока от энерговыделения в случае взаимодействия двух тел. На примере задачи с известным точным решением проведена оценка применимости указанных методов для численной схемы, реализованной в модуле Логос Тепло. Результаты оценки численных данных показывают, что метод Шаррона вносит в численную схему погрешность, в среднем большую, чем метод по теплопроводности, а также показал разрыв температуры на границе контакта. Максимальная погрешность в расчетах не превысила 0,1%.

На примере решения задачи из статьи [3] показана применимость методики для решения задачи теплопроводности по определению максимальной температуры контакта системы твердых тел, находящихся в скользящем контакте. Максимальная погрешность в расчетах не превысила 8%.

*Список литературы*

1. Дерюгин Ю.Н., Зеленский Д.К., Глазунов В.А. и др. *Многофункциональный пакет программ ЛОГОС: физико-математические модели расчета задач аэро-, гидродинамики и теплопереноса*. Саров: РФЯЦ-ВНИИЭФ, 2013. 63 с.
2. Minkowycz W.J., Sparrow E.M., Murthy J.Y. *Handbook of Numerical Heat Transfer*. New York: John Wiley & Sons, 2006. 963 p.
3. Neder Z., Varadi K., Man L., Friedrich K. Numerical and finite element contact temperature analysis of steel-bronze real surfaces in dry sliding contact. *Tribologists Transactions*. 1999. Vol. 42. Iss. 3. P. 453–462. DOI: 10.1080/10402009908982241.
4. Албагачиев А.Ю., Сотников А.А. Совершенствование расчета коэффициента распределения тепловых потоков при контактных взаимодействиях. *Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении: V Международ. науч. конф. Тез. докл. Москва, 8–10 нояб. 2017. С. 31–32.*
5. Barber J.R. The conduction of heat from sliding solids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1970. Vol. 13. Iss. 5. P. 857–869. DOI: 10.1016/0017-9310(70)90131-6.
6. Waddad Y., Magnier V., Dufrenoy P., De Saxce G. Heat partition and surface temperature in sliding contact systems of rough surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019. Vol. 137. P. 1167–1182. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.04.015.

7. Yongwoo Lee, Yuwei Liu, Barber J.R., Yong Hoon Jang. Thermal boundary conditions in sliding contact problem. *Tribology International*. 2016. Vol. 103. P. 69–72. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.06.028>.
8. Brösigke G., Herter A., Rädle M., Repke J.-U. Direct numerical simulation of conjugated heat transfer between a spherical particle rolling over a planar surface. *Applied Thermal Engineering*. 2018. Vol. 139. P. 456–463. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.05.007.
9. Salti B., Laraq N. 3-D numerical modeling of heat transfer between two sliding bodies: temperature and thermal contact resistance. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1999. Vol. 42. No 13. P. 2363–2374.
10. Ma W., Lubrecht A.A. Temperature of a sliding contact between wire rope and friction lining. *Tribology International*. 2018. Vol. 120. P. 140–148. DOI: 10.1016/j.triboint.2017.12.034.
11. Siroux M., Cristol-Bulthe A.-L., Desplanques Y. et al. Thermal analysis of periodic sliding contact on a braking tribometer. *Applied Thermal Engineering*. 2008. Vol. 28. No 17-18. P. 2194–2202. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.12.020>.
12. Yuen W.Y.D. Temperature fields in sliding solids with internal heat sources. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1993. Vol. 36. Iss. 15. P. 3711–3722. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(93\)90051-7](https://doi.org/10.1016/0017-9310(93)90051-7).
13. Friedrich K., Flöck J., Varadi K., Néder Z. Numerical and finite element contact and thermal analysis of real composite-steel surfaces in sliding contact. *Wear*. 1999. Vol. 225–229. P. 368–379.
14. Friedrich K., Flock J., Varadi K., Neder Z. Contact and thermal analysis of transfer film covered real composite-steel surfaces in sliding contact. *Tribology International*. 2000. Vol. 31. Iss. 11. P. 789–802. DOI: 10.1016/S0301-679X(00)00125-0.
15. Furey M.J. Surface temperatures in sliding contact. *ASLE Transactions*. 1964. Vol. 7. Iss. 2. P. 133–146. <https://doi.org/10.1080/05698196408972043>.
16. Bogdanovich P.N., Tkachuk D.V. Thermal and thermomechanical phenomena in sliding contact. *Journal of Friction and Wear*. 2009. Vol. 30. No 3. P. 153–163. DOI: 10.3103/S1068366609030015.
17. Brian V., Furey M.J., Foo S.J. Boundary element thermal analysis of sliding contact. *Numerical Heat Transfer. Part A: Applications*. 1991. Vol. 20. Iss 1. P. 19–40. DOI: 10.1080/10407789108944807.
18. Драгунов Ю.Г., Зубченко А.С., Каширский Ю.В. и др. *Марочник сталей и сплавов*. М.: Машиностроение, 2015. 1215 с.
19. Tian X., Kennedy F.E. Maximum and average flash temperature in sliding contacts. *Journal of Tribology*. 1994. Vol. 116. No 1. P. 167–174. DOI: 10.1115/1.2927035.
20. Tian X., Kennedy F.E. Contact surface temperature models for finite bodies in dry and boundary lubricated sliding. *Journal of Tribology*. 1993. Vol. 115. No 3. P. 411–418. DOI: 10.1115/1.2921652.

#### References

1. Deryugin Yu.N., Zelenskiy D.K., Glazunov V.A. et al. *Mnogofunktsionalnyy paket programm LOGOS: fiziko-matematicheskie modeli rascheta zadach aero-, gidrodinamiki i teploperenosat* [Multifunctional Software Package LOGOS: Physical and Mathematical Models for Calculating Problems of Aero-, Hydrodynamics and Heat Transfer]. Sarov. RFYaTs-VNIIEF Publ. 2013. 63 p. (In Russian).
2. Minkowycz W.J., Sparrow E.M., Murthy J.Y. *Handbook of Numerical Heat Transfer*. New York. John Wiley & Sons. 2006. 963 p.
3. Neder Z., Varadi K., Man L., Friedrich K. Numerical and finite element contact temperature analysis of steel-bronze real surfaces in dry sliding contact. *Tribol. Trans.* 1999. Vol. 42. Iss. 3. P. 453–462. DOI: 10.1080/10402009908982241.
4. Albagachiev A. Yu., Sotnikov A.A. Sovershenstvovanie rascheta koeffitsienta raspredeleniya teplovykh potokov pri kontaktnykh vzaimodeystviyakh [Improving the calculation of the coefficient of distribution of heat flows in contact interactions]. *Fundamentalnye issledovaniya i innovatsionnye tekhnologii v mashinostroenii: V Mezhdunarodnaya nauchnaya konferentsiya. Tez. dokl.* [Fundamental Research and Innovative Technologies in Mechanical Engineering: V International Scientific Conference. Abstracts of Reports]. Moscow. 08–10 Nov. 2017. P. 31–32 (In Russian).

5. Barber J.R. The conduction of heat from sliding solids. *Int. J. Heat Mass Transf.* 1970. Vol. 13. Iss. 5. P. 857–869. DOI: 10.1016/0017-9310(70)90131-6.
6. Waddad Y., Magnier V., Dufrenoy P., De Saxce G. Heat partition and surface temperature in sliding contact systems of rough surfaces. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2019. Vol. 137. P. 1167–1182. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.04.015.
7. Yongwoo Lee, Yuwei Liu, Barber J.R., Yong Hoon Jang. Thermal boundary conditions in sliding contact problem. *Tribol. Int.* 2016. Vol. 103. P. 69–72. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.06.028>.
8. Brösigke G., Herter A., Rädle M., Repke J.-U. Direct numerical simulation of conjugated heat transfer between a spherical particle rolling over a planar surface. *Appl. Therm. Eng.* 2018. Vol. 139. P. 456–463. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.05.007.
9. Salti B., Laraqi N. 3-D numerical modeling of heat transfer between two sliding bodies: temperature and thermal contact resistance. *Int. J. Heat Mass Transf.* 1999. Vol. 42. No 13. P. 2363–2374.
10. Ma W., Lubrecht A.A. Temperature of a sliding contact between wire rope and friction lining. *Tribol. Int.* 2018. Vol. 120. P. 140–148. DOI: 10.1016/j.triboint.2017.12.034.
11. Siroux M., Cristol-Bulthe A.-L., Desplanques Y. et al. Thermal analysis of periodic sliding contact on a braking tribometer. *Appl. Therm. Eng.* 2008. Vol. 28. No 17-18. P. 2194–2202. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.12.020>.
12. Yuen W.Y.D. Temperature fields in sliding solids with internal heat sources. *Int. J. Heat Mass Transfer.* 1993. Vol. 36. Iss. 15. P. 3711–3722. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(93\)90051-7](https://doi.org/10.1016/0017-9310(93)90051-7).
13. Friedrich K., Flöck J. Varadi K., Néder Z. Numerical and finite element contact and thermal analysis of real composite-steel surfaces in sliding contact. *Wear.* 1999. Vol. 225–229. P. 368–379.
14. Friedrich K., Flock J., Varadi K., Neder Z. Contact and thermal analysis of transfer film covered real composite-steel surfaces in sliding contact. *Tribol. Int.* 2000. Vol. 31. Iss. 11. P. 789–802. DOI: 10.1016/S0301-679X(00)00125-0.
15. Furey M.J. Surface temperatures in sliding contact. *ASLE Transactions.* 1964. Vol. 7. Iss. 2. P. 133–146. <https://doi.org/10.1080/05698196408972043>.
16. Bogdanovich P.N., Tkachuk D.V. Thermal and thermomechanical phenomena in sliding contact. *Journal of Friction and Wear.* 2009. Vol. 30. No 3. P. 153–163. DOI: 10.3103/S1068366609030015.
17. Brian V., Furey M.J., Foo S.J. Boundary element thermal analysis of sliding contact. *Numerical Heat Transfer. Part A: Applications.* 1991. Vol. 20. Iss 1. P. 19–40. DOI: 10.1080/10407789108944807.
18. Dragunov Yu.G., Zubchenko A.S., Kashirskiy Yu.V. et al. *Marochnik staley i splavov [Brand of Steels and Alloys]*. Moscow. Mashinostroenie Publ. 2015. 1215 p. (In Russian).
19. Tian X., Kennedy F.E. Maximum and average flash temperature in sliding contacts. *J. Tribol.* 1994. Vol. 116. No 1. P. 167–174. DOI: 10.1115/1.2927035.
20. Tian X., Kennedy F.E. Contact surface temperature models for finite bodies in dry and boundary lubricated sliding. *J. Tribol.* 1993. Vol. 115. No 3. P. 411–418. DOI: 10.1115/1.2921652.

## THERMAL SIMULATIONS OF CONTACTING SOLIDS WITH CONTACT ENERGY RELEASE

**Seryakov Yu.D., Glazunov V.A.**

*Russian Federal Nuclear Center – All-Russian Research Institute of Experimental Physics,  
Sarov, Russian Federation*

The paper describes a numerical model simulating thermal conditions of contacting solids considering heat release in the contact region. The finite-volume model is implemented in the Logos Heat digital product within the Logos software package. Logos Heat serves for numerical simulations of heat transfer processes in solids and in air gaps without convective heat transfer. Its methods and algorithms enable thermal simulations of three-dimensional and two-dimensional

(including axisymmetric) structures under steady and unsteady conditions using nonconformal mesh models considering contact energy release.

We selected and considered the most common ways to determine the heat partition coefficient for the energy released by two solids being at rest or in sliding contact. The methods and algorithms incorporated in the numerical scheme of the Logos Heat product to consider the contact energy release were assessed using a case with a known exact solution and numerical data reported in.

The analysis of the calculated data shows that the maximum error does not exceed 0.1% for the resting model and 8% for the sliding-contact model, which indicates that the methods and algorithms are appropriate for such simulations. However, it should be noted that, within the Logos Heat numerical scheme, the solution calculated by Charron's formula introduces an error, which is one order higher than the error associated with the temperature conduction method, and creates a temperature discontinuity at the contact.

*Keywords:* thermal conduction, nonconformal meshes, sliding contact, Logos Heat module, Logos software package.