

Моделирование контактного термического сопротивления при проектировании технологического оборудования

© 2023

Денисенко Александр Федорович^{*1}, доктор технических наук, профессор,
профессор кафедры «Технология машиностроения, станки и инструменты»

*Подкругляк Любовь Юрьевна*², аспирант кафедры «Технология машиностроения, станки и инструменты»
Самарский государственный технический университет, Самара (Россия)

*E-mail: sammortor@yandex.ru

¹ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6393-2831>

²ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-6735-4454>

Поступила в редакцию 24.05.2023

Принята к публикации 26.06.2023

Аннотация: Анализ конструкций технологического оборудования при проектировании по температурному критерию является необходимой гарантией обеспечения требуемых эксплуатационных характеристик. Наличие значительного количества деталей в узлах и механизмах технологического оборудования требует при проектировании прогнозирования прохождения теплового потока через соединения. Многообразие требований к соединению при моделировании контактного термического сопротивления может быть учтено введением в зону контакта псевдослоя. Приведены результаты проверки предложенной регрессионной зависимости изменения температуры при прохождении теплового потока через псевдослой, полученной при учете четырех существенных факторов: толщины псевдослоя, номинального давления, предела текучести материала, расположения зоны фактического контакта. Адекватность указанной регрессионной зависимости проверялась экспериментально и с использованием численного моделирования с применением крупноблочных конечных элементов. Для описания процесса теплообмена в элементах тепловой модели были определены контактные термические сопротивления для нескольких условий распространения теплового потока: от одного конечного элемента к другому в пределах одной детали; от одного конечного элемента к другому, расположенному в соседней детали; прохождения теплового потока через замкнутые полости; распространения теплового потока в окружающую среду для конечных элементов, расположенных на наружном (свободном) контуре детали. Проведенные эксперименты показали хорошее совпадение экспериментальных данных и результатов моделирования. Применение крупноблочных конечных элементов на основе предложенной модели контактного термического сопротивления позволило довести методику конечно-элементного моделирования до инженерного использования без сложного программного обеспечения.

Ключевые слова: технологическое оборудование; тепловой поток; моделирование контактного термического сопротивления; контактное термическое сопротивление; псевдослой; крупноблочные конечные элементы; коэффициент теплопроводности.

Для цитирования: Денисенко А.Ф., Подкругляк Л.Ю. Моделирование контактного термического сопротивления при проектировании технологического оборудования // Frontier Materials & Technologies. 2023. № 3. С. 31–42. DOI: 10.18323/2782-4039-2023-3-65-3.

ВВЕДЕНИЕ

Современное машиностроение невозможно без использования технологического оборудования (ТО), обладающего высокой надежностью, точностью и производительностью. Сокращение сроков проектирования ТО требует одновременного учета всех критериев (прочностных, жесткостных, динамических, тепловых и др.), которым должно отвечать создаваемое оборудование. Реализация требований проектных критериев во многом базируется на используемых моделях, позволяющих еще на стадии проектирования оценить эксплуатационные возможности создаваемого ТО.

Особая роль при проектировании отводится анализу влияния температурного фактора, так как внутреннее тепло, выделяемое работающим оборудованием, приводит к изменениям температуры его сборочных единиц и, как следствие, к тепловым ошибкам [1; 2]. Тепловые эффекты могут вносить более 50 % в общую ошибку [3].

С расширением использования оборудования с числовым программным управлением проблема теплоустойкости конструкций ТО существенно усложнилась в связи с увеличением энергонасыщенности оборудования и интенсификацией его эксплуатации [4; 5]. Определение температурных деформаций узлов технологического оборудования, существенно влияющих на эксплуатационные характеристики, проводится на основе построения температурного поля. Особое внимание исследователи уделяли определению тепловых деформаций шпиндельных узлов металлорежущих станков как наиболее сложной сборочной единицы ТО, от функционирования которой в первую очередь зависят выходные точностные характеристики оборудования [6–8].

Проблемы создания математических моделей, позволяющих спрогнозировать картину температурного поля еще на этапе проектирования оборудования, во многом решены широким использованием численного моделирования с применением конечно-элементных

моделей. Имеются многочисленные примеры успешного использования метода конечных элементов (МКЭ) при решении тепловых задач [6; 9].

Численное моделирование с использованием МКЭ позволило в первую очередь снять одну из существенных проблем: максимальный учет конфигурации деталей, входящих в состав ТО, ранее, при использовании аналитических зависимостей, как правило, обеспечивался существенным упрощением (часто необоснованным) геометрии деталей.

Однако даже при большом опыте, накопленном при апробации МКЭ, при проектировании технологического оборудования остается проблема, связанная со значительным числом входящих в состав оборудования деталей, определяемых функциональным назначением оборудования и его компоновкой [10] (например, в металлорежущем станке более 3000 деталей), соединенных между собой определенным образом. Таким образом, для построения температурного поля ТО необходимо моделировать распространение теплового потока не только по сплошным деталям (что современные программные средства позволяют осуществлять достаточно просто), но и через их соединения.

Прохождение теплового потока через детали и их соединения может быть смоделировано с учетом теплового сопротивления [11]. Для сплошных деталей тепловое сопротивление определяется на основе введения коэффициентов теплопроводности, значения которых для различных материалов широко представлены в литературе [12; 13]. Многосторонний анализ формирования контактного термического сопротивления (КТС) приведен в работах [14; 15].

Сложность моделирования КТС связана с наличием скачка температуры при прохождении теплового потока через зону контакта. Как отмечается в [16], попытка использовать для моделирования классический МКЭ встречает трудности, связанные с созданием сетки КЭ, соответствующей соседним контактирующим деталям, что весьма затруднительно для сложных геометрий. Авторы предлагают построить принцип моделирования в представлении контакта промежуточным тонким материалом, в котором происходит смешение двух материалов. Однако в работе не приведены зависимости для определения характеристик указанного промежуточного слоя.

Работы целого ряда исследователей [17–19] посвящены получению зависимостей для определения КТС на основе аппроксимации экспериментальных данных. Однако указанные зависимости сложно использовать в инженерной практике, так как они, как правило, имеют узконаправленную практическую значимость и требуют большого количества исходных данных, таких как среднее квадратическое отклонение профиля; твердость (микротвердость) поверхности; средний тангенс угла наклона шероховатости; максимальный радиус закругления вершин выступов; параметр, характеризующий степень механической нагруженности неровностей контакта и др. [14]. В связи с этим задача моделирования КТС остается до сих пор весьма актуальной.

Цель исследования – разработка методики моделирования контактного термического сопротивления, позволяющей оценивать изменение температуры в зоне

контакта на основе выявления и учета наиболее существенных конструкторско-технологических факторов, доступных при использовании в инженерной практике.

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ

Сложность учета при оценке КТС значительного числа влияющих факторов для инженерной практики может быть разрешена моделированием соединения в виде псевдослоя, характеристики которого определяются условиями контакта [20; 21]. Методика проведения исследований предполагает обоснованное выделение наиболее значимых факторов, влияющих на контактное термическое сопротивление на основе проведения однофакторных численных экспериментов с использованием МКЭ, и проведение полнофакторного эксперимента (ПФЭ) с целью получения регрессионной зависимости, описывающей изменение температуры в зоне контакта. Адекватность полученной модели должна быть подтверждена результатами натуральных и численных экспериментов.

Проведенные ранее исследования [20] позволили выделить четыре значимых фактора: толщина псевдослоя h , номинальное давление q_a , предел текучести материала σ_T , расположение зоны фактического контакта l . На основе использования пакета ELCUT при планировании полнофакторного эксперимента типа 2^4 была получена регрессионная модель в виде

$$\begin{aligned} \Delta T = & 0,055 + 7,403 \cdot 10^4 h - 2,216 \cdot 10^{-10} q_a + \\ & + 5,25 \cdot 10^{-11} \sigma_T + 6,112 l - 7,257 \cdot 10^{-4} h q_a + \\ & + 2,05 \cdot 10^{-5} h \sigma_T + 2,892 \cdot 10^6 h l + 0,736 \cdot 10^{-18} q_a \sigma_T - \\ & - 2,048 \cdot 10^{-8} \sigma_T l + 8,276 \cdot 10^{-13} h \sigma_T q_a \end{aligned}$$

Дальнейший анализ [22] показал, что полученную регрессионную модель можно упростить, оставив в качестве факторов только два наиболее существенных: толщина псевдослоя, определяемая шероховатостью контактирующих поверхностей, и номинальное давление, зависящее от нормальной силы и номинальной площади контакта:

$$\Delta T = 0,055 + 7,403 \cdot 10^4 h - 2,216 \cdot 10^{-10} q \quad (1)$$

Толщина псевдослоя может быть принята как средняя толщина зазора в стыке [23; 24]:

$$h = R_{p1} + R_{p2} = 2,6(R_{a1} + R_{a2}),$$

где R_p – высота сглаживания;

R_a – среднеарифметическое отклонение профиля.

Для проверки адекватности предложенной регрессионной зависимости были проведены натурные эксперименты по прохождению теплового потока через плоский стык и выполнено численное моделирование с использованием крупноблочных конечных элементов [25].

Для натурального эксперимента были изготовлены стальные образцы из Ст.15 с размерами $L \times B \times H = 40 \times 20 \times 10$ мм. В одном образце было просверлено отверстие $\varnothing 4,4$ мм для размещения в нем источника температуры (рис. 1).

Шероховатость поверхностей в зоне контакта образцов составляла $R_a=0,1$ мкм.

Для оценки влияния давления в контакте на КТС пара образцов закреплялась в тисках, которыми создавалось усилие их сжатия (рис. 2).

Для снижения конвекционного излучения тепла образцы помещались в тепловую защиту, созданную с помощью трехслойной намотки асбестового шнура $\varnothing 3$ мм, склеенного жидким стеклом. Тепловая защита оставляла открытыми два участка длиной по 10 мм, на которых в последующем могла фиксироваться температура в зоне расположения источника и в конце распространения потока в образцах (рис. 2). Губки тисков были теплоизолированы от образцов листовым тектолитом и фанерой толщиной соответственно 10 и 5 мм.

Для определения усилия сжатия образцов тиски были предварительно оттарированы по прилагаемому моменту на винте тисков с использованием динамометра ДОСМ-1, у которого наибольшая предельная нагрузка составляет 10 000 Н. При проведении экспериментов максимальное значение Q (рис. 2) составляло 6 550 Н.

Измерение температуры на открытых участках образцов осуществлялось бесконтактным методом с помощью поверенного пирометра DT-8833. При экспериментах тиски устанавливались на столе координатно-расточного станка, а пирометр закреплялся на массивной стойке с расстоянием ~ 15 мм от измеряемой поверхности до чувствительного элемента инфракрасного сенсора, расположенного в фокусе оптической системы пирометра. Поскольку для используемого пирометра

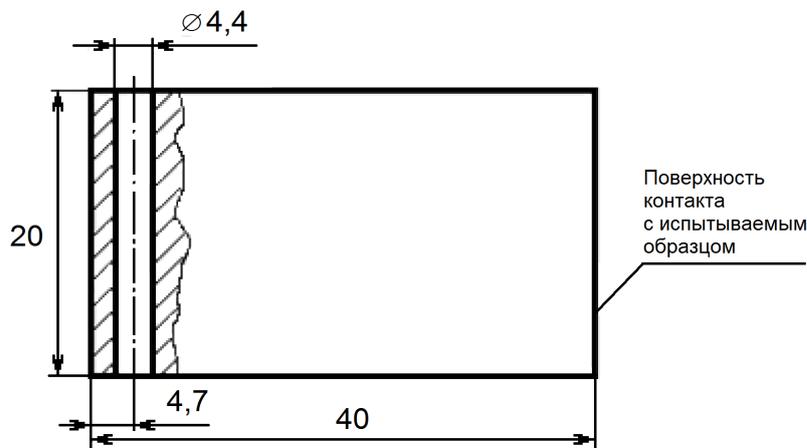


Рис. 1. Образец для теплового источника
Fig. 1. Sample for heat source

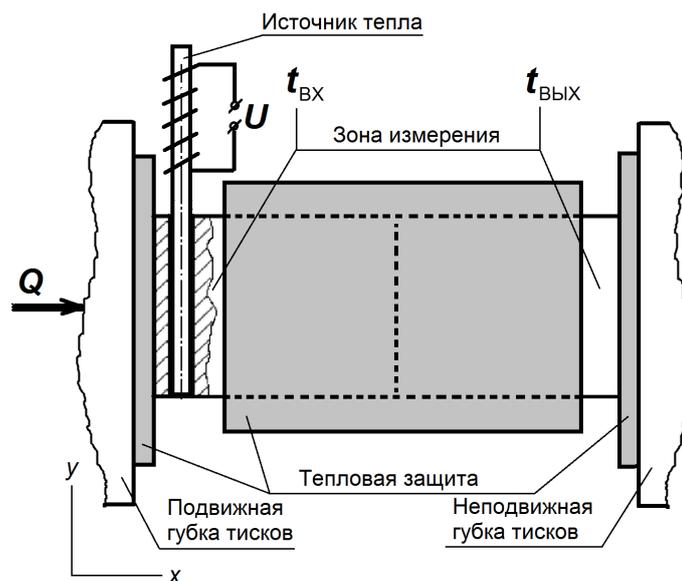


Рис. 2. Схема экспериментальной установки
Fig. 2. The experimental unit scheme

DT-8833 оптическое разрешение (коэффициент визирования – отношение расстояния до объекта измерения к размеру измерительного пятна) составляет 13:1, то в этом случае измерительное пятно имело диаметр ~1 мм. Это обстоятельство учитывалось при выборе размеров зон измерения (рис. 2), которые по правилам использования пирометров должны быть как минимум в 2 раза больше размера измерительного пятна.

При экспериментах мощность нагревательного элемента (Вт) определялась фиксацией потребляемого тока ($I=1,8$ А) и напряжения ($U=12,0$ В):

$$P = IU\eta . \tag{2}$$

Значение КПД η преобразования электрической мощности в тепловую оценивалось с учетом следующего. Поскольку источник тепла был вынесен из зоны нагрева (рис. 2), а тепло в образец передавалось с помощью медного стержня $\varnothing 4$ мм, имеющего значительную протяженность, то значение η принималось равным 0,35.

Численное моделирование проводилось по методике с использованием крупноблочных конечных элементов (КЭ), апробация которой для плоских моделей была выполнена ранее [25].

Моделирование тепловых процессов в сборочных единицах оборудования с использованием крупноблочных КЭ позволяет свести задачу построения температурного поля к решению системы линейных уравнений и отказаться от использования сложных программных продуктов (например, ANSYS).

Методика разработки расчетной 3D-модели заключается в выделении в деталях сборочных единиц прямоугольных параллелепипедов при соблюдении условия, что в вершинах, не расположенных на свободных поверхностях, должны соединяться 8 КЭ. На вершинах, расположенных на свободных поверхностях, таких КЭ должно быть до 4.

Поскольку в предложенной методике с крупноблочными прямоугольными элементами принято допущение о прямолинейном распространении теплового потока в КЭ, то термическое сопротивление элемента вдоль соответствующей координатной оси равно

$$R_X^T = \frac{\Delta X}{\lambda \cdot \Delta Y \cdot \Delta Z} ;$$

$$R_Y^T = \frac{\Delta Y}{\lambda \cdot \Delta X \cdot \Delta Z} ;$$

$$R_Z^T = \frac{\Delta Z}{\lambda \cdot \Delta X \cdot \Delta Y} ,$$

где $\Delta X, \Delta Y, \Delta Z$ – размеры КЭ вдоль соответствующей координатной оси;

λ – коэффициент теплопроводности материала элемента (детали).

Для каждой координатной плоскости каждого КЭ составлялись уравнения равновесия тепловых потоков в ее узлах, расположенных в геометрических центрах КЭ. Например, для элемента А на рис. 3 уравнение может быть записано в виде:

$$\begin{aligned} & \sigma_{x(C-A)}(t_C - t_A) + \sigma_{x(E-A)}(t_E - t_A) + \\ & + \sigma_{y(B-A)}(t_B - t_A) + \sigma_{y(D-A)}(t_D - t_A) + \\ & + \sigma_{z(K-A)}(t_K - t_A) + \sigma_{z(L-A)}(t_L - t_A) = 0 \end{aligned} , \tag{3}$$

где t_i – температура в i -м узле;

$\sigma_{x(i-j)} = \sigma_{x(j-i)}$, $\sigma_{y(i-j)} = \sigma_{y(j-i)}$, $\sigma_{z(i-j)} = \sigma_{z(j-i)}$ – полная (абсолютная) термическая проводимость между узлами i и j по координатам x, y, z соответственно, Вт/К.

Значения термической проводимости между узлами i и j по координатам x, y, z определяются по формулам:

$$\sigma_{x(i-j)} = \frac{1}{0,5R_{xi}^T + R_{x(i-j)}^C + 0,5R_{xj}^T} ;$$

$$\sigma_{y(i-j)} = \frac{1}{0,5R_{yi}^T + R_{y(i-j)}^C + 0,5R_{yj}^T} ;$$

$$\sigma_{z(i-j)} = \frac{1}{0,5R_{zi}^T + R_{z(i-j)}^C + 0,5R_{zj}^T} ,$$

где $R_{x(i-j)}^C, R_{y(i-j)}^C, R_{z(i-j)}^C$ – термическое сопротивление стыка между КЭ i и j по координатам x, y, z соответственно.

Модель экспериментальной установки для проведения численного эксперимента с использованием крупноблочных КЭ представлялась в виде соединенных между собой 13 прямоугольных параллелепипедов (рис. 4).

В соответствии с выражением (3) для определения температуры в элементах тепловой модели, составляем уравнения равновесия тепловых потоков в ее узлах, расположенных в геометрических центрах элементов:

$$\left\{ \begin{aligned} & \sigma_{x(2-1)}(t_2 - t_1) + 2\sigma_{y(B-1)}(t_B - t_1) + \\ & + 2\sigma_{z(B-1)}(t_B - t_1) + P = 0; \\ & \sigma_{x(3-2)}(t_3 - t_2) + 2\sigma_{y(B-2)}(t_B - t_2) + \\ & + 2\sigma_{z(B-2)}(t_B - t_2) + 2\sigma_{x(1-2)}(t_1 - t_2) = 0; \\ & \sigma_{x(4-3)}(t_4 - t_3) + \sigma_{x(2-3)}(t_2 - t_3) + \\ & + \sigma_{y(6-3)}(t_6 - t_3) + \sigma_{y(8-3)}(t_8 - t_3) + \\ & + \sigma_{z(10-3)}(t_{10} - t_3) + \sigma_{z(12-3)}(t_{12} - t_3) = 0; \\ & \dots \\ & \dots \\ & \sigma_{x(10-11)}(t_{10} - t_{11}) + \sigma_{z(4-11)}(t_4 - t_{11}) + \\ & + \sigma_{z(B-11)}(t_B - t_{11}) + \sigma_{x(B-11)}(t_B - t_{11}) = 0; \\ & \sigma_{x(13-12)}(t_{13} - t_{12}) + \sigma_{z(3-12)}(t_3 - t_{12}) + \\ & + \sigma_{z(B-12)}(t_B - t_{12}) + \sigma_{x(B-12)}(t_B - t_{12}) = 0; \\ & \sigma_{x(12-13)}(t_{12} - t_{13}) + \sigma_{z(4-13)}(t_4 - t_{13}) + \\ & + \sigma_{z(B-13)}(t_B - t_{13}) + \sigma_{x(B-13)}(t_B - t_{13}) = 0, \end{aligned} \right.$$

где t_B – температура воздуха окружающей среды;

$\sigma_{x(i-B)}, \sigma_{y(i-B)}, \sigma_{z(i-B)}$ – полная (абсолютная) термическая проводимость между узлом i и воздухом по координатам x, y, z соответственно, Вт/К.

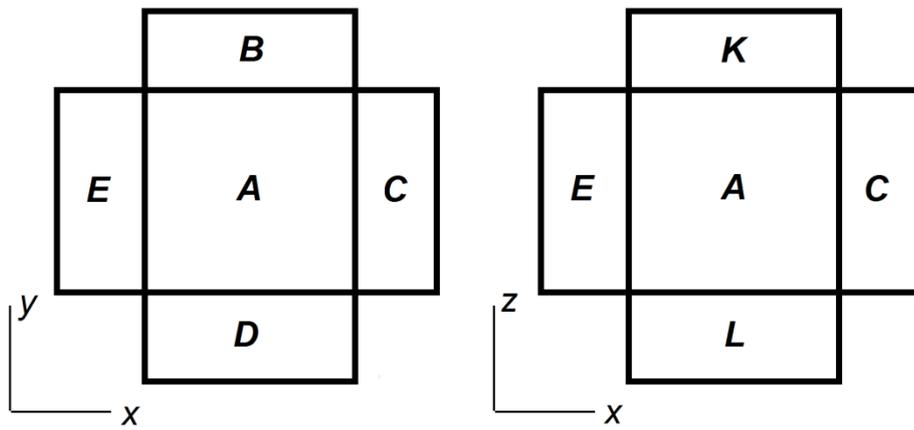


Рис. 3. К составлению уравнения равновесия для конечного элемента A
 Fig. 3. For the construction of an equilibrium equation for a finite element A

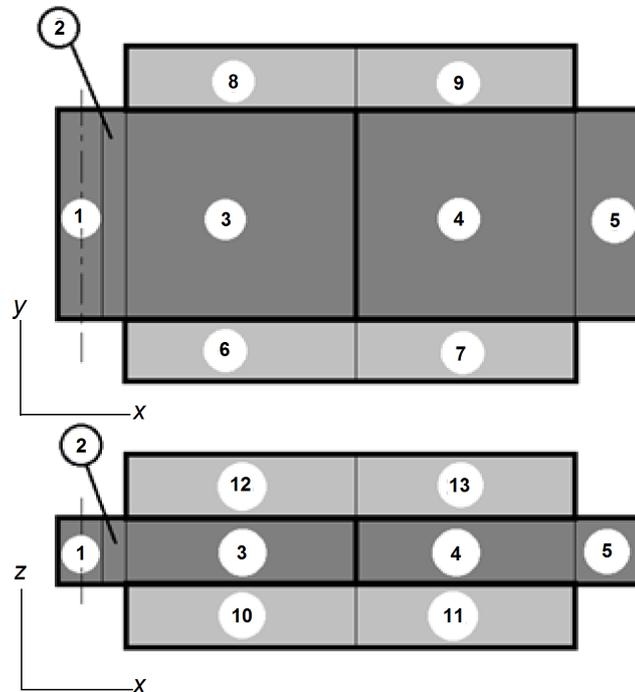


Рис. 4. Моделирование экспериментальной установки с помощью крупноблочных КЭ
 Fig. 4. Simulation of the experimental unit using large-block FE

Значения термической проводимости между узлами i и j (за исключением узлов № 3 и № 4 по координате x) по координатам x, y, z определяются по формулам:

$$\sigma_{x(i-j)} = \frac{1}{0,5R_{xi}^T + 0,5R_{xj}^T};$$

$$\sigma_{y(i-j)} = \frac{1}{0,5R_{yi}^T + 0,5R_{yj}^T};$$

$$\sigma_{z(i-j)} = \frac{1}{0,5R_{zi}^T + 0,5R_{zj}^T}.$$

Термическая проводимость между узлами № 3 и № 4 $\sigma_{x(3-4)}^C$ по координате x должна учитывать КТС в стыке указанных элементов:

$$\sigma_{x(3-4)} = \frac{1}{0,5R_{xi}^T + R_{x(3-4)}^C + 0,5R_{xj}^T}.$$

Введение в зону контакта при моделировании псевдослоя толщиной h позволяет представить зону фактического контакта (ЗФК) (рис. 5) в виде следующей модели (рис. 6).

Учитывая параллельное прохождение тепловых потоков через указанные зоны, можно записать, что тепловая проводимость псевдослоя будет равна сумме проводимостей через зоны фактического контакта $\sigma_{\text{ЗФК}}$ и объемов заполненных воздухом (маслом) $\sigma_{\text{В}}$:

$$\sigma_{\text{ПС}} = \sum \sigma_{\text{ЗФК}} + \sum \sigma_{\text{В}},$$

где $\sigma_{\text{ПС}} = \frac{\lambda_{\text{ПС}} A_a}{h}$;

$$\sum \sigma_{\text{ЗФК}} = \frac{\lambda_{\text{ФК}} A_r}{h};$$

$$\sum \sigma_{\text{В}} = \frac{\lambda_{\text{В}} (A_a - A_r)}{h};$$

A_a – номинальная площадь контакта;
 A_r – площадь фактического контакта;
 $\lambda_{\text{ПС}}$ – коэффициент теплопроводности псевдослоя;
 $\lambda_{\text{В}}$ – коэффициент теплопроводности воздуха.

Если не учитывать влияние окисных пленок в зоне фактического контакта на КТС, можно принять, что

$\lambda_{\text{ФК}} = \lambda$, где λ – коэффициент теплопроводности контактирующих материалов.

Тогда, вводя обозначение $\eta = \frac{A_r}{A_a}$, получим

$$\lambda_{\text{ПС}} = \eta \left[\lambda + \lambda_{\text{В}} \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \right]. \quad (4)$$

В соответствии с данными работы [21],

$$A_r = \frac{0,48075}{\sigma_T} A_a q_a,$$

где σ_T – предел текучести контактирующих материалов, откуда

$$\eta = \frac{0,48075}{\sigma_T} q_a.$$

В случае контакта деталей, имеющих разные физико-механические свойства, в качестве значения σ_T может быть принято среднее арифметическое пределов текучести их материалов.

С учетом того, что ЗФК вследствие наличия макроотклонений сосредоточены в области контурных

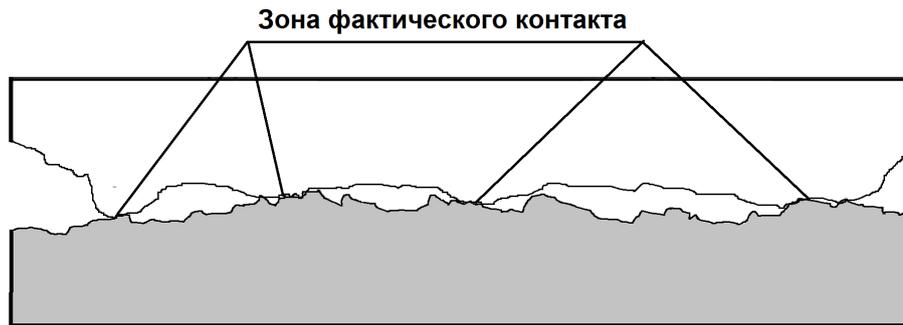


Рис. 5. Формирование зон фактического контакта в плоском стыке
 Fig. 5. The formation of actual contact zones in a flat joint

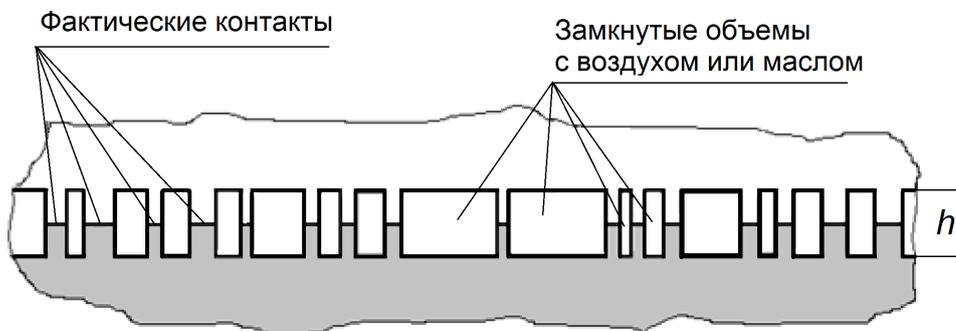


Рис. 6. Представление плоского стыка в виде псевдослоя толщиной h
 Fig. 6. Representation of a flat joint in the form of a pseudolayer with a thickness of h

площадей [23] и что ЗФК состоят из комбинации фактических контактов микронеровностей и замкнутых объемов, заполненных воздухом или маслом (рис. 4), значение $R_{x(3-4)}^C$ вычисляется с использованием зависимостей (1) и (2):

$$R_{x(3-4)}^C = \frac{\Delta T}{0,01P} \cdot \frac{\lambda}{\lambda_{ПС}} = \frac{0,055 + 7,403 \cdot 10^4 h - 2,216 \cdot 10^{-10} q}{0,01U\eta} \cdot \frac{\lambda}{\lambda_{ПС}}$$

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для численного моделирования для используемого материала образцов (Ст.15) принимаем $\sigma_T=240$ МПа, $\lambda=55$ Вт/(м·°К), $\lambda_B=0,028$ Вт/(м·°К).

Результаты измерения на стенде разницы температур $t_{ВХ}-t_{ВЫХ}$ (рис. 2) для 6-кратных измерений показаны на рис. 7 точками, а результаты моделирования, оцениваемые разницей температур в КЭ № 1 и № 5, – сплошной линией. Разброс экспериментальных данных относительно расчетной кривой может быть оценен среднеквадратическим отклонением, равным 0,192.

Численное моделирование при различном качестве контактирующих поверхностей образцов показано на рис. 8.

Влияние заполнения замкнутых полостей при контактировании шероховатых поверхностей маслом моделировалось с использованием зависимости (4), в которой вместо λ_B подставлялось значение коэффициента теплопроводности масла (рис. 9). Коэффициент теплопроводности масла примерно в 500 раз меньше, чем коэффициент теплопроводности стали, и для минеральных масел при температуре 20 °С составляет 0,104 Вт/(м·°К) [24]. Значение коэффициента тепло-

проводности для масел, используемых в шпиндельных узлах, равное 0,143 Вт/(м·°К), указано в [25].

Таким образом, для замкнутых полостей расчетной модели, заполненных маслом, можно выбрать значение коэффициента теплопроводности из диапазона $\lambda=0,1...0,14$ Вт/(м·°К).

Влияние марок контактирующих материалов оценивалось численными экспериментами с образцами из Ст.15 ($\lambda=55$ Вт/(м·°К), $\sigma_T=240$ МПа), Ст.45 ($\lambda=48,1$ Вт/(м·°К), $\sigma_T=680$ МПа), Ст.40Х ($\lambda=46$ Вт/(м·°К), $\sigma_T=775$ МПа) и Ст.40ХН ($\lambda=44$ Вт/(м·°К), $\sigma_T=1050$ МПа). Результаты моделирования показаны на рис. 10.

ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Полученные результаты натуральных и численных экспериментов подтверждают сделанные ранее выводы ряда исследователей о существенном влиянии давления в соединении на КТС [11; 14; 17]. Причем это влияние особенно сильно проявляется в области небольших давлений. Указанный результат вполне объясним увеличением площади фактического контакта по мере роста давления.

Влияние шероховатости контактирующих поверхностей (рис. 8) сказывается на всем диапазоне варьирования давления, что еще раз подтверждает необходимость обоснованного выбора этого параметра при проектировании технологического оборудования.

Моделирование показало, что введение жидкой прослойки (масла) в зону контакта снижает КТС (рис. 9). Аналогичный вывод получен в работе [9]. Однако следует отметить, что это влияние является существенным только при значительной шероховатости контактирующих поверхностей и только при малых давлениях.

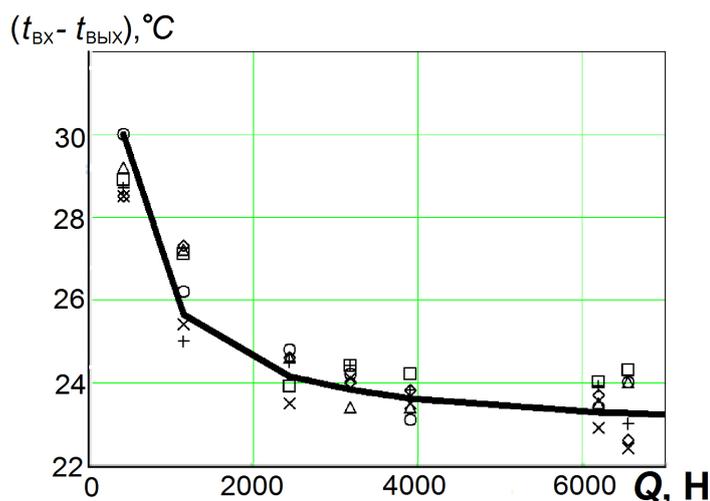


Рис. 7. Результаты натуральных измерений (точки) и моделирования (сплошная линия) разницы температур $t_{ВХ}-t_{ВЫХ}$ в зависимости от усилия сжатия образцов
 Fig. 7. The results of field measurements (points) and simulation (solid line) of the temperature difference $t_{ВХ}-t_{ВЫХ}$ depending on the compression force of the samples

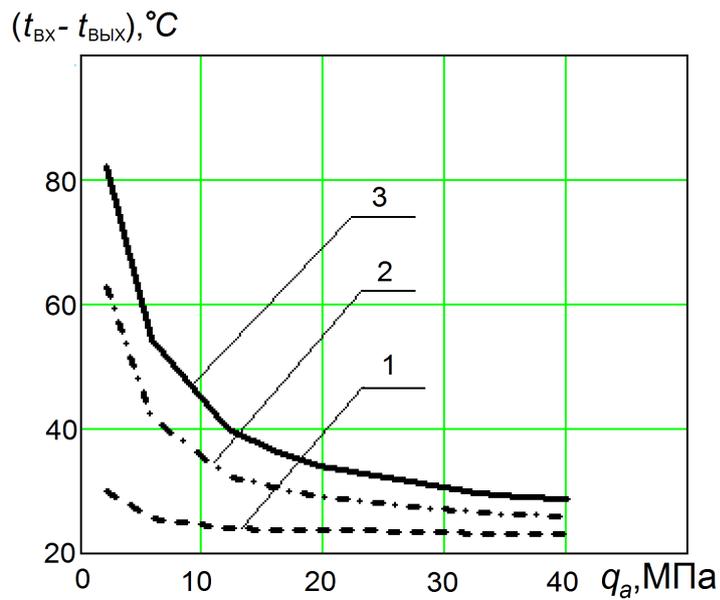


Рис. 8. Результаты численного моделирования разницы температур $t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}}$ в зависимости от давления в стыке при различной шероховатости контактирующих поверхностей:

1 – $R_{a1}=R_{a2}=0,1$ мкм; 2 – $R_{a1}=0,1$ мкм, $R_{a2}=3,2$ мкм; 3 – $R_{a1}=R_{a2}=3,2$ мкм

Fig. 8. The results of numerical simulation of the temperature difference $t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}}$ depending on the pressure in the joint at different roughness of the contacting surfaces:

1 – $R_{a1}=R_{a2}=0.1$ μm ; 2 – $R_{a1}=0.1$ μm , $R_{a2}=3.2$ μm ; 3 – $R_{a1}=R_{a2}=3.2$ μm

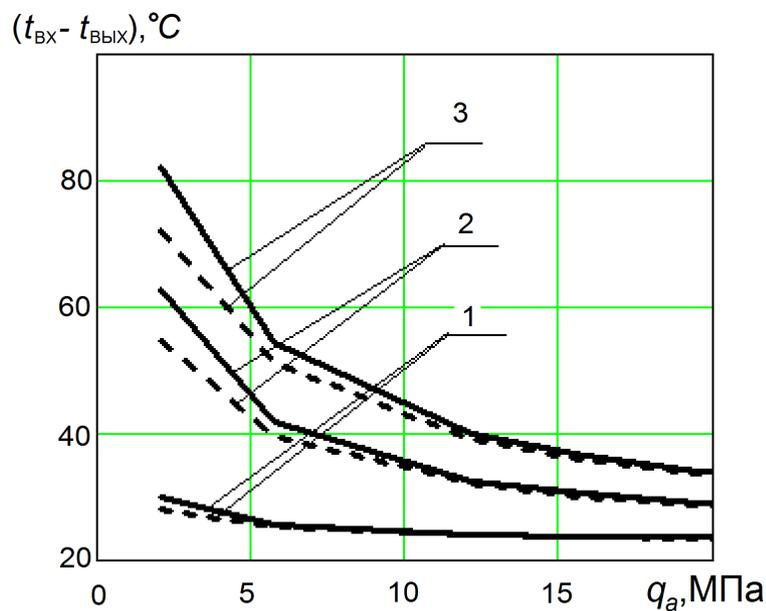


Рис. 9. Влияние масла в зоне контакта на разницу температур $t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}}$:

сплошная линия – воздух ($\lambda_{\text{в}}=0,028$ Вт/(м·°К));

пунктир – масло ($\lambda_{\text{м}}=0,12$ Вт/(м·°К));

1 – $R_{a1}=R_{a2}=0,1$ мкм; 2 – $R_{a1}=0,1$ мкм, $R_{a2}=3,2$ мкм; 3 – $R_{a1}=R_{a2}=3,2$ мкм

Fig. 9. The influence of oil in the contact zone on the temperature difference $t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}}$:

a solid line – air ($\lambda_{\text{в}}=0.028$ W/(m·°K));

a dotted line – oil ($\lambda_{\text{м}}=0.12$ W/(m·°K));

1 – $R_{a1}=R_{a2}=0.1$ μm ; 2 – $R_{a1}=0.1$ μm , $R_{a2}=3.2$ μm ; 3 – $R_{a1}=R_{a2}=3.2$ μm

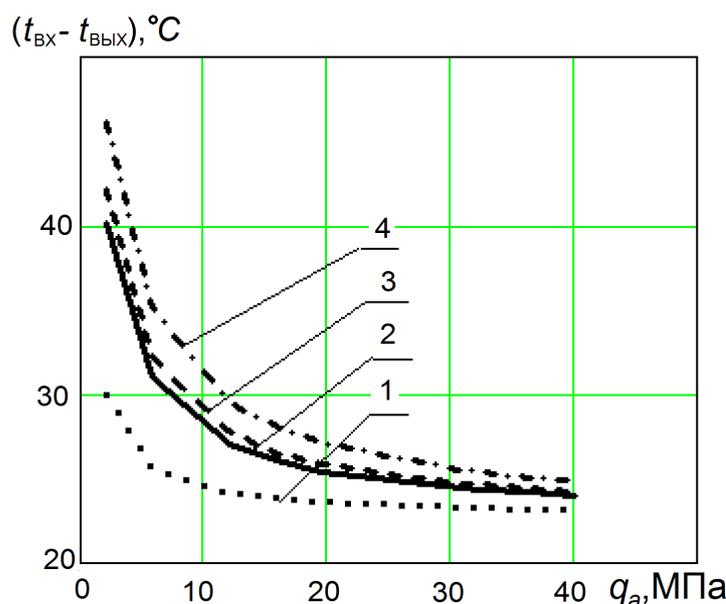


Рис. 10. Результаты численного моделирования разницы температур $t_{ex}-t_{вых}$ в зависимости от давления в стыке для различных марок сталей:
1 – Cm.15; 2 – Cm.45; 3 – Cm.40X; 4 – Cm.40XH

Fig. 10. The results of numerical simulation of the temperature difference $t_{ex}-t_{вых}$ depending on the pressure in the joint for various steel grades:
1 – Cm.15 steel; 2 – Cm.45 steel; 3 – Cm.40X steel; 4 – Cm.40XH steel

Результаты моделирования для различных марок сталей (рис. 10) показывают, что в ответственных случаях необходимо учитывать предел текучести материала, значения которого для разных марок сталей могут отличаться в разы. Особенно это актуально при использовании легированных сталей.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что КТС уменьшается с повышением теплопроводности контактирующих металлов, увеличением усилия сжатия образцов и повышением качества обработки поверхностей.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Проведенные натурные эксперименты как качественно, так и количественно подтвердили адекватность предложенной методики использования крупноблочных конечных элементов и регрессионной зависимости, описывающей моделирование плоского стыка в виде псевдослоя при прохождении теплового потока.

2. Полученные результаты подтвердили существенную зависимость контактного термического сопротивления от номинального давления в стыке. Указанная зависимость особенно сильно проявляется при малых давлениях (<10...15 МПа) и имеет ярко выраженную падающую характеристику.

3. Влияние смазки в зоне контакта следует учитывать только для сильно шероховатых контактирующих поверхностей ($R_a > 1$ мкм).

4. При проектировании сборочных единиц при возможности варьирования марок используемых сталей следует обращать внимание на значения предела текучести материала, с увеличением которого контактное термическое сопротивление увеличивается.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Huang Z., Liu Y., Du L., Yang H. Thermal error analysis, modeling and compensation of five-axis machine tools // Journal of Mechanical Science and Technology. 2020. Vol. 34. P. 4295–4305. DOI: [10.1007/s12206-020-0920-y](https://doi.org/10.1007/s12206-020-0920-y).
- Mares M., Horejs O., Havlik L. Thermal error compensation of a 5-axis machine tool using indigenous temperature sensors and CNC integrated Python code validated with a machined test piece // Precision Engineering. 2021. Vol. 66. P. 21–30. DOI: [10.1016/j.precisioneng.2020.06.010](https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2020.06.010).
- Week M., Mckeown P., Bonse R., Herbst U. Reduction and compensation of thermal error in machine tools // CIRP Annals. 1995. Vol. 44. № 2. P. 589–598. DOI: [10.1016/S0007-8506\(07\)60506-X](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60506-X).
- Zhou H., Hu P., Tan H., Chen J., Liu G. Modelling and compensation of thermal deformation for machine tool based on the real-time data of the CNC system // Procedia Manufacturing. 2018. Vol. 26. P. 1137–1146. DOI: [10.1016/j.promfg.2018.07.150](https://doi.org/10.1016/j.promfg.2018.07.150).
- Wei X., Ye H., Miao E., Pan Q. Thermal error modeling and compensation based on Gaussian process regression for CNC machine tools // Precision Engineering. 2022. Vol. 77. P. 65–76. DOI: [10.1016/j.precisioneng.2022.05.008](https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2022.05.008).
- Živković A.M., Zeljković M.V., Mladenović C.D., Tabaković S.T., Milojević Z.L., Hadžistević M.J. A Study of Thermal Behavior of the Machine Tool Spindle // Thermal Science. 2019. Vol. 23. № 3B. P. 2117–2130. DOI: [10.2298/TSCI180129118Z](https://doi.org/10.2298/TSCI180129118Z).
- Kang C.M., Zhao C.Y., Zhang J.Q. Thermal behavior analysis and experimental study on the vertical machin-

- ing center spindle // Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering. 2020. Vol. 44. № 3. P. 344–351. DOI: [10.1139/tcsme-2019-0124](https://doi.org/10.1139/tcsme-2019-0124).
8. Cheng Y., Zhang X., Zhang G., Jiang W., Li B. Thermal error analysis and modeling for high-speed motorized spindles based on LSTM-CNN // International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2022. Vol. 121. P. 3243–3257. DOI: [10.1007/s00170-022-09563-9](https://doi.org/10.1007/s00170-022-09563-9).
 9. Fu C.-B., Tian A.-H., Yau H.-T., Hoang M.-C. Thermal monitoring and thermal deformation prediction for spherical machine tool spindles // Thermal Science. 2019. Vol. 23. № 4. P. 2271–2279. DOI: [10.2298/TSCI1904271F](https://doi.org/10.2298/TSCI1904271F).
 10. Денисенко А.Ф., Гришин Р.Г. Оптимизация компоновки токарного станка с ЧПУ // Frontier Materials & Technologies. 2022. № 2. С. 17–27. DOI: [10.18323/2782-4039-2022-2-17-27](https://doi.org/10.18323/2782-4039-2022-2-17-27).
 11. Дорняк О.Р., Попов В.М., Анашкина Н.А. Математическое моделирование контактного термического сопротивления для упругодеформируемых твердых тел методами механики многофазных систем // Инженерно-физический журнал. 2019. Т. 92. № 5. С. 2155–2167. EDN: [DAMSLD](https://www.edn.net/DAMSLD).
 12. Кузнецов А.П. Тепловой режим металлорежущих станков. М.: Янус-К, 2013. 480 с.
 13. Алферов В.И. Расчет теплостойкости при проектировании металлорежущих станков // СТИН. 2006. № 4. С. 7–10. EDN: [KTURXZ](https://www.edn.net/KTURXZ).
 14. Меснянкин С.Ю., Викулов А.Г., Викулов Д.Г. Современный взгляд на проблемы теплового контактирования твердых тел // Успехи физических наук. 2009. Т. 179. № 9. С. 945–970. EDN: [LKFJLN](https://www.edn.net/LKFJLN).
 15. Madhusudana C.V. Thermal Contact Conductance. 2nd ed. Sydney: Springer, 2014. 260 p. DOI: [10.1007/978-3-319-01276-6](https://doi.org/10.1007/978-3-319-01276-6).
 16. Aalilija A., Gandin C.-A., Nached E. A simple and efficient numerical model for thermal contact resistance based on diffuse interface immersed boundary method // International Journal of Thermal Sciences. 2021. Vol. 166. Article number 106817. DOI: [10.1016/j.ijthermalsci.2020.106817](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106817).
 17. Иванов А.С., Измайлов В.В. Термическая проводимость плоского стыка // Вестник машиностроения. 2009. № 7. С. 41–43. EDN: [MRMJGN](https://www.edn.net/MRMJGN).
 18. Попов В.М., Дорняк О.Р., Латынин А.В., Лушникова Е.Н. Теплообмен в зоне контакта поверхностей с отклонениями формы // Воронежский научно-технический вестник. 2020. Т. 4. № 4. С. 64–69. DOI: [10.34220/2311-8873-2021-4-4-64-69](https://doi.org/10.34220/2311-8873-2021-4-4-64-69).
 19. Xian Y., Zhang P., Zhai S., Yuan P., Yang D. Experimental characterization methods for thermal contact resistance: A review // Applied Thermal Engineering. 2018. Vol. 130. P. 1530–1548. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2017.10.163](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.163).
 20. Денисенко А.Ф., Подкругляк Л.Ю. Построение регрессионной модели термического сопротивления контактной псевдосреды // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2021. Т. 23. № 3. С. 47–54. DOI: [10.37313/1990-5378-2021-23-3-47-54](https://doi.org/10.37313/1990-5378-2021-23-3-47-54).
 21. Denisenko A.F., Grishin R.G., Podkruglyak L.Y. Formation of Contact Thermal Resistance Based on the Analysis of the Characteristics of the Pseudo-Medium // Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2022. P. 221–229. DOI: [10.1007/978-3-030-85233-7_26](https://doi.org/10.1007/978-3-030-85233-7_26).
 22. Дмитриев В.А., Денисенко А.Ф., Подкругляк Л.Ю. Определение значимости факторов при моделировании контактного термического сопротивления // Мехатроника, автоматика и робототехника. 2023. № 11. С. 169–172. DOI: [10.26160/2541-8637-2023-11-169-172](https://doi.org/10.26160/2541-8637-2023-11-169-172).
 23. Хохлов В.М. Расчет контурных площадей контакта и давлений // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1990. № 4. С. 20–24. EDN: [TNZOKP](https://www.edn.net/TNZOKP).
 24. Хохлов В.М. Шероховатость поверхностей упруго контактирующих тел // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1990. № 10. С. 109–113.
 25. Денисенко А.Ф., Подкругляк Л.Ю. Разработка тепловой модели шпиндельной опоры металлорежущего станка // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2020. Т. 22. № 3. С. 49–55. DOI: [10.37313/1990-5378-2020-22-3-49-55](https://doi.org/10.37313/1990-5378-2020-22-3-49-55).

REFERENCES

1. Huang Z., Liu Y., Du L., Yang H. Thermal error analysis, modeling and compensation of five-axis machine tools. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2020, vol. 34, pp. 4295–4305. DOI: [10.1007/s12206-020-0920-y](https://doi.org/10.1007/s12206-020-0920-y).
2. Mares M., Horejs O., Havlik L. Thermal error compensation of a 5-axis machine tool using indigenous temperature sensors and CNC integrated Python code validated with a machined test piece. *Precision Engineering*, 2021, vol. 66, pp. 21–30. DOI: [10.1016/j.precisioneng.2020.06.010](https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2020.06.010).
3. Week M., Mckeown P., Bonse R., Herbst U. Reduction and compensation of thermal error in machine tools. *CIRP Annals*, 1995, vol. 44, no. 2, pp. 589–598. DOI: [10.1016/S0007-8506\(07\)60506-X](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60506-X).
4. Zhou H., Hu P., Tan H., Chen J., Liu G. Modelling and compensation of thermal deformation for machine tool based on the real-time data of the CNC system. *Procedia Manufacturing*, 2018, vol. 26, pp. 1137–1146. DOI: [10.1016/j.promfg.2018.07.150](https://doi.org/10.1016/j.promfg.2018.07.150).
5. Wei X., Ye H., Miao E., Pan Q. Thermal error modeling and compensation based on Gaussian process regression for CNC machine tools. *Precision Engineering*, 2022, vol. 77, pp. 65–76. DOI: [10.1016/j.precisioneng.2022.05.008](https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2022.05.008).
6. Živković A.M., Zeljković M.V., Mladenović C.D., Tabaković S.T., Milojević Z.L., Hadžistević M.J. A Study of Thermal Behavior of the Machine Tool Spindle. *Thermal Science*, 2019, vol. 23, no. 3B, pp. 2117–2130. DOI: [10.2298/TSCI180129118Z](https://doi.org/10.2298/TSCI180129118Z).
7. Kang C.M., Zhao C.Y., Zhang J.Q. Thermal behavior analysis and experimental study on the vertical machining center spindle. *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, 2020, vol. 44, no. 3, pp. 344–351. DOI: [10.1139/tcsme-2019-0124](https://doi.org/10.1139/tcsme-2019-0124).

8. Cheng Y., Zhang X., Zhang G., Jiang W., Li B. Thermal error analysis and modeling for high-speed motorized spindles based on LSTM-CNN. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2022, vol. 121, pp. 3243–3257. DOI: [10.1007/s00170-022-09563-9](https://doi.org/10.1007/s00170-022-09563-9).
9. Fu C.-B., Tian A.-H., Yau H.-T., Hoang M.-C. Thermal monitoring and thermal deformation prediction for spherical machine tool spindles. *Thermal Science*, 2019, vol. 23, no. 4, pp. 2271–2279. DOI: [10.2298/TSCI1904271F](https://doi.org/10.2298/TSCI1904271F).
10. Denisenko A.F., Grishin R.G. Optimizing the layout of a CNC lathe. *Frontier Materials & Technologies*, 2022, no. 2, pp. 17–27. DOI: [10.18323/2782-4039-2022-2-17-27](https://doi.org/10.18323/2782-4039-2022-2-17-27).
11. Dorniyak O.R., Popov V.M., Anashkina N.A. Mathematical modeling of contact thermal resistance for elastostrained solid bodies by the methods of multiphase systems mechanics. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2019, vol. 92, no. 5, pp. 1117–1129. EDN: [RUNKGS](https://www.edn.net/RUNKGS).
12. Kuznetsov A.P. *Teplovoiy rezhim metallovezhushchikh stankov* [Thermal regime of machine tools]. Moscow, Yanus-K Publ., 2013. 480 p.
13. Alferov V.I. Calculation of heat resistance in the design of metal-cutting machines. *STIN*, 2006, no. 4, pp. 7–10. EDN: [KTURXZ](https://www.edn.net/KTURXZ).
14. Mesnyankin S.Y., Vikulov A.G., Vikulov D.G. Solid-solid thermal contact problems: current understanding. *Physics-Uspekhi*, 2009, vol. 52, no. 9, pp. 891–914. EDN: [MWUFBJ](https://www.edn.net/MWUFBJ).
15. Madhusudana C.V. *Thermal Contact Conductance*. 2nd ed. Sydney, Springer Publ., 2014. 260 p. DOI: [10.1007/978-3-319-01276-6](https://doi.org/10.1007/978-3-319-01276-6).
16. Aalilija A., Gandin C.-A., Hachem E. A simple and efficient numerical model for thermal contact resistance based on diffuse interface immersed boundary method. *International Journal of Thermal Sciences*, 2021, vol. 166, article number 106817. DOI: [10.1016/j.ijthermalsci.2020.106817](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106817).
17. Ivanov A.S., Izmailov V.V. Thermal conductivity of a plane joint. *Russian Engineering Research*, 2009, vol. 29, no. 7, pp. 671–673. EDN: [LLSSLZ](https://www.edn.net/LLSSLZ).
18. Popov V.M., Dorniyak O.R., Latynin A.V., Lushnikova E.N. Heat exchange in the area of surface contact with shape deviations. *Voronezhskiy nauchno-tekhnicheskiiy vestnik*, 2020, vol. 4, no. 4, pp. 64–69. DOI: [10.34220/2311-8873-2021-4-4-64-69](https://doi.org/10.34220/2311-8873-2021-4-4-64-69).
19. Xian Y., Zhang P., Zhai S., Yuan P., Yang D. Experimental characterization methods for thermal contact resistance: A review. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 130, pp. 1530–1548. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2017.10.163](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.163).
20. Denisenko A.F., Podkruglyak L.Yu. Construction of a regression model of thermal resistance of a contact pseudo medium. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk*, 2021, vol. 23, no. 3, pp. 47–54. DOI: [10.37313/1990-5378-2021-23-3-47-54](https://doi.org/10.37313/1990-5378-2021-23-3-47-54).
21. Denisenko A.F., Grishin R.G., Podkruglyak L.Y. Formation of Contact Thermal Resistance Based on the Analysis of the Characteristics of the Pseudo-Medium. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2022, pp. 221–229. DOI: [10.1007/978-3-030-85233-7_26](https://doi.org/10.1007/978-3-030-85233-7_26).
22. Dmitriev V.A., Denisenko A.F., Podkruglyak L.Yu. Determination of the significance of factors in the modeling of contact thermal resistance. *Mekhatronika, avtomatika i robototekhnika*, 2023, no. 11, pp. 169–172. DOI: [10.26160/2541-8637-2023-11-169-172](https://doi.org/10.26160/2541-8637-2023-11-169-172).
23. Khokhlov V.M. Calculation of contour contact areas and pressures. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, 1990, no. 4, pp. 20–24. EDN: [TNZOKP](https://www.edn.net/TNZOKP).
24. Khokhlov V.M. Roughness of surfaces of elastically contacting bodies. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, 1990, no. 10, pp. 109–113.
25. Denisenko A.F., Podkruglyak L.Yu. Development of the heat model of the spindle support metal cutting machine. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk*, 2020, vol. 22, no. 3, pp. 49–55. DOI: [10.37313/1990-5378-2020-22-3-49-55](https://doi.org/10.37313/1990-5378-2020-22-3-49-55).

Simulation of contact thermal resistance when designing processing equipment

© 2023

Aleksandr F. Denisenko^{*1}, Doctor of Sciences (Engineering), Professor,
professor of Chair “Mechanical Engineering Technology, Machines and Tools”

Lyubov Yu. Podkruglyak², postgraduate student

of Chair “Mechanical Engineering Technology, Machines and Tools”

Samara State Technical University, Samara (Russia)

*E-mail: sammortor@yandex.ru

¹ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6393-2831>

²ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-6735-4454>

Received 24.05.2023

Accepted 26.06.2023

Abstract: Analysis of the processing equipment structures when designing according to the temperature criterion is a necessary guarantee of ensuring the required performance characteristics. The presence of a significant number of parts in the processing equipment units and mechanisms requires, when designing, the prediction of the heat flow passage through the joints. When simulating contact thermal resistance, the variety of requirements for a joint can be taken into account by introducing a pseudolayer into the contact zone. The paper presents test results of the proposed regression

dependence of the temperature change when the heat flow goes through the pseudolayer obtained considering four significant factors: the pseudolayer thickness, the nominal pressure, the material yield strength, and the actual contact zone location. The adequacy of the specified regression dependence was verified experimentally and applying numerical simulation using large-block finite elements. To describe the process of heat transfer in the thermal model elements, the authors determined contact thermal resistances for several conditions for the heat flow propagation: from one finite element to another within one part; from one finite element to another located in an adjacent part; heat flow passing through closed cavities; heat flow propagation into the environment for finite elements located on the outer (free) contour of the part. The experiments showed a good agreement between the experimental data and the simulation results. The application of large-block finite elements based on the proposed contact thermal resistance model allowed bringing the FE simulation technique to engineering use without complex software.

Keywords: processing equipment; heat flow; simulation of contact thermal resistance; contact thermal resistance; pseudolayer; large-block finite elements; thermal conductivity ratio.

For citation: Denisenko A.F., Podkruglyak L.Yu. Simulation of contact thermal resistance when designing processing equipment. *Frontier Materials & Technologies*, 2023, no. 3, pp. 31–42. DOI: 10.18323/2782-4039-2023-3-65-3.