

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Самарский государственный технический университет»

На правах рукописи



ПОДКРУГЛЯК ЛЮБОВЬ ЮРЬЕВНА

ПОВЫШЕНИЕ БЫСТРОХОДНОСТИ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА НА ОСНОВЕ
МОДЕЛИРОВАНИЯ ЕГО ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ

Специальность 2.5.5

Технология и оборудование механической и физико-технической обработки
(технические науки)

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук, профессор
Денисенко Александр Федорович

Самара 2023

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТЕПЛОСТОЙКОСТИ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И ИЗГОТОВЛЕНИИ. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	8
1.1. Температурные деформации станков с ЧПУ и способы их снижения.....	8
1.2. Конструкции современных шпиндельных узлов и конструкторско-технологические требования к их элементам.....	13
1.2.1. Конструкции современных шпиндельных узлов.....	13
1.2.2. Конструкторско-технологические требования к элементам шпиндельных узлов.....	14
1.3. Исследование термостабильности шпиндельных узлов.....	18
1.4. Влияние конструкторско-технологических факторов на контактную теплопроводность.....	26
1.5. Выводы.....	33
2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ПРОВОДИМОСТИ СТАНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ С УЧЕТОМ ФАКТИЧЕСКОЙ ПЛОЩАДИ КОНТАКТА.....	34
2.1. Моделирование контактной псевдосреды при расчете термического сопротивления.....	34
2.2. Построение регрессионной модели изменения температуры в зоне контактной псевдосреды	45
2.3. Контактное термическое сопротивление псевдосреды.....	57
2.4. Выводы.....	58
3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА КТС ПЛОСКОГО СТЫКА.....	60
3.1. Экспериментальная установка и методика проведения исследований.....	60
3.2. Влияние номинального давления в стыке и количества стыков на КТС.....	67
3.3. Влияние макро- и микроотклонений в стыке на КТС.....	69
3.4. Моделирование методом конечных элементов прохождения теплового потока через плоский стык.....	70
3.5. Выводы.....	73
4. РАЗРАБОТКА ИНЖЕНЕРНОЙ МЕТОДИКИ ТЕПЛООВОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КРУПНОБЛОЧНЫХ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ.....	74

4.1. Использование электротепловой аналогии при описании процесса теплообмена.....	74
4.2. Разработка тепловой конечно-элементной модели.....	76
4.3. Определение термических сопротивлений конечно-элементной модели.....	79
4.4. Оценка адекватности методики моделирования с использованием крупноблочных конечных элементов.....	82
4.5 Выводы.....	88
5. КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ БЫСТРОХОДНОСТИ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ ПО ТЕМПЕРАТУРНОМУ КРИТЕРИЮ.....	89
5.1. Тепловая модель осесимметричной конструкции шпиндельного узла.....	89
5.1.1. Разработка тепловой конечно-элементной модели опоры ШУ.....	89
5.1.2. Построение тепловой модели шпиндельного узла в условиях нескольких источников теплообразования.....	93
5.2. Повышение быстроходности шпиндельных узлов путем управления тепловыми потоками	103
5.3. Выводы.....	108
ОБЩИЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ.....	109
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	111
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	127
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	129
ПРИЛОЖЕНИЕ В.....	130
ПРИЛОЖЕНИЕ Г.....	131

ВВЕДЕНИЕ

Тепловая погрешность металлорежущих станков (МРС) составляет 40-70% в общем балансе погрешностей, и она тем больше, чем выше требования, предъявляемые к точности обрабатываемых деталей. Одной из основных тенденций совершенствования конструкций современных МРС является повышение их быстроходности, обеспечивающей рост производительности обработки. Однако сдерживающим фактором при этом выступает увеличение температуры шпиндельных узлов.

Шпиндельный узел (ШУ) - одна из важнейших подсистем МРС, определяющих его точность и быстроходность. Основные требования к шпиндельным узлам были сформулированы в работах А.С. Проникова, В.Э. Пуша, А.В. Пуша, Д.Н. Решетова, Ю.Н. Соколова, А.М. Фигатнера, С.С.Левинной, П.М. Чернянского, И.А. Зверева и других отечественных и зарубежных ученых, где также было отмечено, что теплостойкость шпинделей является важнейшей их характеристикой, в значительной мере определяющей быстроходность станка и точность обработки деталей на станке.

Тепловые процессы в ШУ изучали И.А. Зверев, В.М. Попов, Е.И. Самохвалов, Л.Г. Никитина, А.П. Кузнецов, Я.Л. Либерман, Л.Я. Гиловой и другие ученые.

Тепловые потоки в узлах станков имеют весьма сложный характер в связи с большим числом деталей, входящих в их конструкцию. В связи с этим формирование тепловых потоков определяется не только распространением тепла от источников через сплошные детали, но, в значительной мере, через контакты деталей между собой.

Несовершенство контакта на границе раздела твердых тел приводит к возникновению контактного термического сопротивления (КТС). Учет КТС в используемых тепловых моделях дает возможность обоснованно управлять тепловыми потоками в особо точных узлах металлорежущих станков за счет конструкторских и технологических мероприятий, что делает задачу моделирования КТС весьма актуальной.

Определению теплового сопротивления соединений посвящены работы ряда исследователей: В.М. Попова, Ю.П. Шлыкова, В.М. Хохлова, С.Ю. Мяснянкина, М.В. Мурашова и др., которыми получены зависимости, адекватно описывающие экспериментальные данные. Однако, как правило, указанные зависимости сложно использовать в инженерной практике, т. к. они требуют большого количества исходных данных. Большое число факторов, оказывающих влияние на значение коэффициента теплопроводности соединений (параметры микрогеомет-

рии, наличие макроотклонений, давление в стыке, масштабный фактор и т.д.) не всегда позволяет адекватно распространять полученные экспериментальные данные на другие виды контактных поверхностей.

Таким образом, повышение быстроходности ШУ на основе использования расчетных моделей, адекватно отражающих особенности реальных конструкций, является важной и актуальной задачей.

Целью диссертационной работы является повышение быстроходности шпиндельного узла на основе использования тепловой модели, учитывающей макро- и микроотклонения контактирующих поверхностей.

Для этого были сформулированы и решены следующие задачи:

1. Определение существенных факторов, влияющих на контактное термическое сопротивление.

2. Построение регрессионной модели термического сопротивления соединения на основе использования контактной псевдосреды.

3. Экспериментальная оценка влияния конструкторско-технологических факторов на КТС плоского стыка.

5. Разработка инженерной методики определения теплового состояния с использованием крупноблочных конечных элементов.

6. Разработка конструкторско-технологических решений по повышению быстроходности ШУ по температурному критерию.

Научная новизна работы заключается в:

- разработке и обосновании моделей теплопроводности соединений деталей на основе использования псевдослоя, характеристики которого учитывают макро- и микроотклонения контактирующих поверхностей;

- выявлении степени влияния конструкторско-технологических факторов на контактные термические сопротивления;

- установлении закономерностей формирования температурных полей шпиндельных узлов в условиях нескольких источников тепловыделения.

Практическая значимость работы заключается в:

- разработке инженерной методики определения теплового состояния деталей ШУ с использованием крупноблочных конечных элементов;

- установлении регрессионной зависимости для определения контактного термического сопротивления, позволяющей оценивать его на основании основных параметров, задаваемых конструктором при проектировании;

- повышении быстроходности ШУ за счет конструкторско-технологических решений по обеспечению теплостойкости.

Достижение цели и решение поставленных в работе задач обеспечены применением современных методов исследований, базирующихся на основных положениях теории проектирования ШУ и технологии машиностроения, теории математического моделирования с использованием численно-аналитических методов и методов математической статистики.

Экспериментальные исследования проводились с использованием аттестованных измерительных средств и с применением методов численного компьютерного моделирования.

Положения, выносимые на защиту:

1. Математическая модель изменения температуры при прохождении теплового потока через плоское соединение.
2. Результаты экспериментальных исследований влияния конструкторско-технологических факторов на КТС плоского стыка.
3. Инженерная методика построения температурных полей с использованием крупноблочных конечных элементов.
4. Тепловая модель шпиндельного узла в условиях нескольких источников тепловыделения.

Степень достоверности результатов исследований.

Достоверность изложенных в работе результатов обеспечивается: обоснованным изучением достаточного объема научной литературы, корректностью поставленных задач, корректным использованием применяемого математического аппарата и вводимых допущений и гипотез и подтверждается согласованностью теоретических выводов и данных моделирования с результатами их экспериментальной проверки.

Апробация результатов работы.

Основные положения и результаты работы доложены и обсуждены на следующих научно-технических конференциях: IV международной научно-практической конференции «Мехатроника, автоматика и робототехника» (г. Новокузнецк, 2020), Международной научно-технической конференции «Современные направления и перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении» (г. Севастополь ИСМТМТЕ 2020, 2021), Всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Высокие технологии в машиностроении» (г. Самара, 2021, 2022), VII международной научно-практической конференции «Мехатроника, автоматика и робототехника» (г. Санкт-Петербург, 2023), Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Актуальные проблемы станкостроения – 2023 (АПС – 2023)» (г. Пенза, 2023).

В полном объеме диссертация докладывалась на заседании кафедры «Технология машиностроения, станки и инструменты» федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Самарский государственный технический университет».

Результаты диссертационной работы апробированы и приняты к внедрению в виде инженерной методики построения температурных полей с использованием

крупноблочных конечных элементов шпиндельного узла на ЗАО «Стан-Самара» (г. Самара) (Приложение В), а также использованы при подготовке бакалавров и магистров по направлению «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» в ФГБОУ ВО СамГТУ (Приложение Г).

1. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТЕПЛОСТОЙКОСТИ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И ИЗГОТОВЛЕНИИ. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1. Температурные деформации станков с ЧПУ и способы их снижения

Среди погрешностей станков с ЧПУ одной из важнейших является погрешность вследствие температурных деформаций их деталей и узлов. Поэтому в настоящее время среди показателей точности станков с ЧПУ особо выделяют теплоустойчивость станка, под которой понимается способность станка сохранять в установленных пределах выходные параметры точности при различных тепловых воздействиях.

Температурные деформации узлов и деталей станка носят сложный пространственно-временной характер и зависят от многих факторов: компоновки, конструкции и размеров базовых деталей и узлов станка; режима работы станка; последовательности и длительности работы в том или ином режиме; материалов, из которых изготовлены базовые детали и узлы станка, и их теплофизических параметров; условий теплообмена и др. Распределение температуры нагрева деталей и узлов станка неравномерно ввиду разности расстояния от источника теплоты до той или иной точки станка и разного количества теплоты, выделяемой в каждой из зон станка.

Поэтому тепловой режим станка является результатом случайной реализации конструктивно-технологических, физико-механических и эксплуатационных свойств теплонапряженных узлов и деталей станка.

Температурные деформации деталей и узлов станка с ЧПУ приводят к изменению их геометрических размеров и формы (растяжение, изгиб или скручивание) и, как следствие, к их линейным и угловым смещениям в пространстве. Следствием этого является изменение положения оси шпинделя относительно стола; изменение координат нулевой точки; отклонение от прямолинейности, параллельности и перпендикулярности перемещения подвижных органов станка; нарушение стабильности работы систем обратной связи и др. [8, 14, 15, 42, 77, 79, 184, 187, 188, 191, 198].

Кроме этого, температурные деформации оказывают влияние на надежность работы различных узлов и механизмов станка, поскольку вызывают изменение зазоров и натягов в подшипниках и соединениях, изменяют условия смазки, приводят к повышению износа и даже к заеданию трущихся поверхностей. Влияние температурных деформаций особенно заметно при выполнении чистовых операций, при которых другие погрешности, в частности связанные с деформациями

узлов и деталей от сил резания, невелики.

Кроме перечисленного влияние тепловых процессов в станке может проявляться в изменении жесткости не только важнейшей подсистемы - шпиндельного узла [53, 200], но и несущей системы (рис. 1.1) [43, 45].

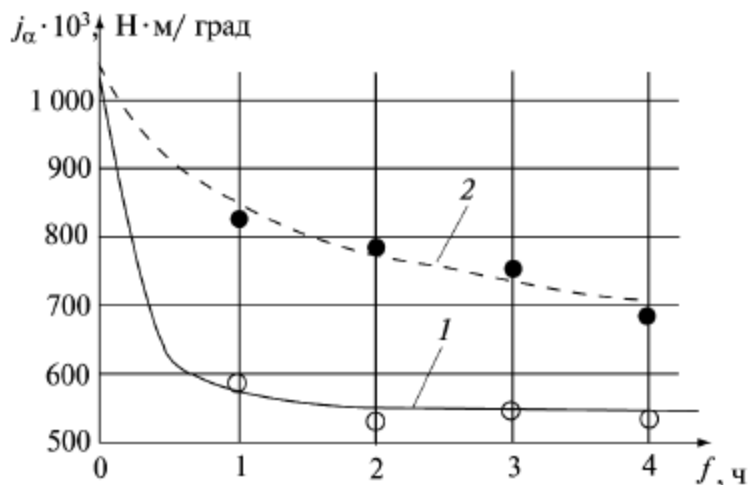


Рис. 1.1. Изменение угловой жесткости несущей системы станка в зависимости от времени работы на холостом ходу: 1- конструкции в целом; 2- конструкции при отключенном шпинделе [43]

В литературе указывается, что доля погрешностей обработки вследствие температурных деформаций может составлять до 40...70 % общей погрешности.

Полную погрешность обработки Δ_t , связанную с температурными деформациями, обычно определить не удастся. Приблизительно принимают для операций с жесткими допусками на обработку $\sum \Delta_t = (0,1...0,4)\Delta_\Sigma$, причем для обработки лезвийным инструментом $\sum \Delta_t = (0,1...0,15)\Delta_\Sigma$, при шлифовании $\sum \Delta_t$ составляет 30...40 % суммарной погрешности Δ_Σ [2, 73].

Величина и характер изменения температурных деформаций различны для разных типов станков с ЧПУ и во многом зависят от температурных деформаций их базовых деталей (колонны, станины, шпиндельной бабки и т.п.). Так, например, в большинстве станков с ЧПУ отклонение оси шпинделя будет определяться линейным расширением и угловым смещением колонны и шпиндельной бабки.

При этом линейные расширения будут обуславливаться средними избыточными температурами, а угловые смещения определяются неравномерностью распределения температуры по высоте и ширине колонны и шпиндельной бабки.

Изменение прямолинейности и перпендикулярности направлений перемещения рабочего органа станка обусловлено изгибными температурными деформациями, которые зависят от неравномерности распределения температуры, например, между противоположными стенками колонны.

Большая тепловая инерция станков с ЧПУ при их эксплуатации исключает

быстрое влияние температурных деформаций на точность обработки деталей при резком изменении температуры во время их работы.

При исследовании температурных деформаций в станках с ЧПУ первой задачей является установление температурного поля станка, т.е. совокупности значений температуры нагрева в данный момент времени t для всех точек исследуемого пространства станка.

Температурное поле переменное во времени и в пространстве, оно изменяется до тех пор, пока не будет достигнуто установившееся состояние, зависящее от количества порождаемой теплоты, теплоемкости несущей системы станка и условий распространения в ней теплоты. Когда установившееся состояние достигнуто, дальнейший рост температуры прекращается и порождаемая теплота целиком уходит в окружающую среду. Температурное поле становится постоянным во времени, но остается переменным в пространстве.

Новые инструментальные материалы дают возможность существенно повысить принятые сегодня скорости резания. Однако уже при существующем уровне скоростей теплоотдача в станке и сопровождающие ее тепловые деформации препятствуют получению точных деталей, так как при этом меняется начальная геометрическая точность станка [5, 6].

Для анализа тепловых смещений в станке целесообразно тепловое удлинение каждого элемента представить как вектор или проекцию вектора на плоскость, принадлежащую системе отсчета координат станка. Начало отсчета координат желательно расположить так, чтобы все рассматриваемые векторы располагались в одном квадранте этой системы.

В зависимости от конструкции станка и рассматриваемого теплового смещения чаще всего выбирают вертикальную или горизонтальную плоскость, проходящую через ось шпинделя, ось центров, плоскость симметрии станка или одного из его узлов.

Это позволяет получить систему векторов, спроектированных на одну ось координат. Тогда суммарное тепловое смещение по выбранной оси может быть определено как сумма векторов удлинения (деформации) i -их элементов станка по оси. При необходимости можно перейти от векторной формы к скалярной с учетом направлений соответствующих перемещений. [6]. Автор предлагает принять за критерий работоспособности станка с точки зрения протекающих в нем тепловых процессов теплостойкость, которую можно определить как время работы станка, за которое образуется тепловое смещение единичной величины. Методики расчета температурных полей, деформаций, теплостойкости и примеры их использования приведены в работах [2, 3, 4, 5, 7].

Так, в работе [22] наглядно показана на примере проверки разновысотности осей шпинделя и пиноли задней бабки токарного станка (ГОСТ 18097) необходимость интенсивного уменьшения влияния случайных факторов при нагреве шпинделя, в первую очередь передней опоры.

Кроме того, нарушается параметрическая надежность работы различных узлов и механизмов станка, вследствие изменения зазоров и посадок подшипников и соединений, условий смазывания, повышения износа и т.п. Поэтому, проектируя новые станки, необходимо учитывать влияние тепловых деформаций на их точность и работоспособность.

В работе [157] подробно рассмотрены и проанализированы как внешние, так и внутренние источники выделения теплоты и приведены примеры формирования температурных деформаций различных металлорежущих станков.

В настоящее время широкое распространение получили численные методы расчета тепловых полей и тепловых деформаций на ЭВМ. Благодаря большим вычислительным возможностям ЭВМ методическая точность расчета значительно возросла по сравнению с точностью аналитических расчетов.

Так, например, в исследованиях А.Н.Полякова и его учеников на основе возможностей ЭВМ развиваются новые методы исследования тепловых процессов в станках. Так, например, в работах [114, 116] на основе использования нейронных сетей предлагается методика тепловых испытаний станков с использованием минимального числа датчиков температуры.

В работах [113, 152] авторами предложен алгоритм автоматического обеспечения теплоустойчивости станка на различных этапах его жизненного цикла, предполагающий выполнение оптимизационных и идентификационных вычислений, достижение которых возможно только при использовании современной вычислительной техники.

Как отмечается в работе [44], станок - это термодинамическая система, сложность и специфичность которой в отличие от механической системы состоит в том, что обмен энергией происходит как внутри системы, так и с внешней средой. Автором на основании проведенных исследований делается вывод о несостоятельности принципа суперпозиции при тепловых расчетах и необходимости учета взаимодействия термических полей, создаваемых различными источниками в станке между собой, в силу ограниченного пространства их расположения в конструкции станка.

Кроме того, создание расчетной схемы в стандартных программных средствах, использующих метод конечных элементов - процесс трудоемкий, а реализация численного эксперимента требует больших вычислительных возможностей ЭВМ. Так, например, разработанная конечно-элементная модель двустороннего

торцешлифовального станка с горизонтальным расположением шпинделей для определения температурного поля несущей системы содержит более 335000 конечных элементов и более 513000 узлов [107].

Особенно это актуально для станков с ЧПУ, где погрешности, связанные с температурными деформациями являются основными, так как эти станки по сравнению с другими имеют повышенное тепловыделение и отличаются значительными температурными деформациями [158].

В связи с этим, для решения проблем, связанных с оценкой тепловых процессов в станках, необходима разработка новых методов.

Так, например, в работе [153] отмечается, что определение температуры станка, как правило не является самоцелью, важнейшее значение при этом имеют тепловые деформации, для определения которых предлагается применить основные положения теории подобия для возможности использования накопленных экспериментальных данных по аналогичным конструкциям узлов станков.

Поскольку тепловая картина станка является результатом действия нескольких источников теплоты, рассредоточенных по его конструкции, то тепловой режим станка формируется как результат комбинации конструктивно-технологических, физико-механических и эксплуатационных свойств теплонапряженных узлов и деталей станка [158].

Определение температурных деформаций базируется на картине температурного поля станка, достигшей своего установившегося состояния, т.е. соответствующей условиям температурной стабилизации.

Основные способы снижения температурных деформаций - компоновочно-конструктивные, которые заключаются в рациональной компоновке всех узлов и механизмов станка, выборе современных материалов, приводов и измерительных систем, в точном изготовлении и сборке узлов, а также в использовании оптимальных режимов эксплуатации и рациональном техническом обслуживании [156,158, 203].

В работе [46] отмечается, что при исследовании тепловых деформаций конструкции станка в качестве аргумента могут быть использованы различные показатели (частота вращения шпинделя, время стабилизации тепловых деформаций и др.). Однако наиболее универсальным показателем является температура элементов конструкции. В связи с этим необходимо установить элементы, температуру которых можно использовать в качестве аргумента.

Было выдвинуто предположение, которое получило экспериментальное подтверждение, что в станке существуют характерные точки, температура которых однозначно определяет деформации конструкции и положение которых на

конструкции должно обеспечивать надежное измерение температуры и воспроизводимость результатов измерений.

Эффективным способом снижения температурных деформаций металлорежущих станков с ЧПУ является охлаждение их узлов и деталей [154].

Для охлаждения используют воздух или жидкости. Охлаждение воздухом менее эффективно, так как теплопередача меньше даже при принудительном продуве; кроме того, конфигурация потока воздуха неустойчива. Положительным является то, что применение воздуха экологичнее.

Использование холодильных машин для стабилизации температурных деформации - очень эффективный способ, но дорогостоящий. Стоят такие машины дорого, поэтому их применение оправдано только на многоцелевых станках [158].

В тех случаях, когда проводить охлаждение затруднительно или неэффективно, применяют обратный способ - ускоренный нагрев узлов и деталей станка до установившейся температуры и ее стабилизации во время работы станка [155].

Однако указанные способы эффективны только в условиях массового и крупносерийного производства, когда обрабатывая большие партии деталей, станок работает практически в неизменном тепловом режиме.

Отдельным направлением снижения влияния термических явлений в станках с ЧПУ является коррекция температурных деформаций. В статьях [177, 197, 198, 204] описаны широко применяемые в станкостроении способы коррекции температурных деформаций посредством предискажения управляющей программы и принципы их использования, выполнен их сравнительный анализ, показаны их достоинства и недостатки, определена область их применения, в которых они могут быть использованы с максимальной эффективностью.

В работах [191, 203] предложена компенсация температурных деформаций станков на основе данных системы ЧПУ в режиме реального времени.

1.2. Конструкции современных шпиндельных узлов и конструкторско-технологические требования к их элементам

1.2.1. Конструкции современных шпиндельных узлов

Шпиндельный узел (ШУ) металлообрабатывающего оборудования является важнейшей частью металлорежущих станков, в первую очередь определяющей качество обрабатываемых деталей. Конструкция шпиндельного узла зависит от типа станка, его габаритов, класса точности и предельных параметров технологического процесса.

Как показывает практика, точность станка в целом на 80% определяется точностью шпиндельного узла (ШУ) [72].

Конструкции шпиндельных узлов и их типовые расчеты приведены в работах А.С. Проникова, В.Э. Пуша, А.В. Пуша, Д.Н. Решетова, Ю.Н. Соколова, А.М. Фигатнера, С.С.Левиной, П.М. Чернянского, И.А. Зверева и других отечественных и зарубежных ученых

Вопросам проектирования и разработки шпиндельных опор качения посвящены труды В.С. Баласаньяна, В.Б. Бальмонта, В.В. Бушуева, А. Джонса, Т. Харриса, З.М. Левиной, А.М. Фигатнера, В.Э. Пуша и многих других ученых.

Поиску путей дальнейшего расширения применения подшипников качения в высокоскоростной обработке за счет совершенствования конструкции, методов смазывания и охлаждения, выбора оптимальных схем установки и способов регулирования предварительного натяга посвящены работы [101, 165].

Станки токарные, расточные и многоцелевые работают в широком диапазоне частот вращения. Для обеспечения этого диапазона у нас в стране и за рубежом появились новые электромеханические приводы главного движения, получившие название мотор-шпинделей (МШ). Двигатель, интегрированный в конструкцию мотор-шпинделя позволяет снять скоростные ограничения, присущие традиционному редукторному приводу из-за предельной быстроходности зубчатых колёс. Максимальная частота вращения данных приводов составляет 6000...12000 об/мин при номинальной частоте вращения соответственно 750...1500 об/мин. При этом на шпинделе создается крутящий момент 50...1250 Н·м.

Исследованиями и разработкой конструкций мотор-шпинделей занимались Фигатнер А.М., Левина З.М., Бальмонт В.Б., Данильченко Ю.М., Головатенко В.Г. и др.

1.2.2. Конструкторско-технологические требования к элементам шпиндельных узлов

Основные требования к ШУ и их опорам могут быть сформулированы на основе общих требований к металлорежущим станкам: требования к точности вращения шпинделей [135]; требования к быстроходности, несущей и нагрузочной способности [132]; требования к долговечности шпиндельных опор [165]; требования к жесткости шпиндельных узлов; требования к энергетическим потерям и допустимому нагреву подшипников [63].

В настоящее время норма предельно допустимого нагрева подшипников установлена только для станков нормальной точности. Допустимый нагрев (избыточная температура) на наружном кольце принят за 50°C. В соответствии со сложившейся практикой конструирования и производства ШУ станков, рекомендо-

ваны примерные величины температуры допустимого нагрева наружных колец подшипников, указанные в табл. 1.1 [166, 174].

Таблица 1.1

Допустимый нагрев подшипников

Класс точности станка	Н	П	В	А	С
Допустимая избыточная температура наружного кольца, °С	50	30...35	20...25	15...20	8...10

Класс точности применяемых для шпиндельного узла подшипников качения зависит от точности станка (табл.1.2).

Таблица 1.2

Рекомендуемые классы точности подшипников качения для шпинделей

Класс точности станка	Класс точности радиальных подшипников		Класс точности упорных подшипников
	Передняя опора	Задняя опора	
Н	5	5	5
П	4	5	5
В	2	4	4
А	2	2	4
С	2	2	2

Посадки подшипников качения в шпиндельных узлах существенно влияют на точность вращения шпинделя, его нагрев, жесткость, динамическую устойчивость при резании и другие параметры.

Рекомендации по выбору посадок различных типов подшипников, используемых в шпиндельных узлах в зависимости от класса точности приведены в табл. 1.3 и 1.4 [13, 21, 166].

В шпинделях высокоточных станков параллельность торцов колец и втулок обеспечивается ручной притиркой, т.к. шлифовальные станки не позволяют получить детали требуемой точности [174].

Согласно ГОСТ 520-2011 параметр шероховатости Ra посадочных и торцевых поверхностей колец подшипников не должен превышать значений, приведенных в табл.1.5.

Согласно ГОСТ 3325-85 параметры шероховатости Ra и Rz посадочных поверхностей под подшипники на валах и в корпусах из стали, а также опорных торцов заплечиков для подшипников не должны превышать значений, указанных в табл.1.6.

Таблица 1.3

Рекомендуемые поля допусков шеек шпинделей

Тип подшипника	Условия работы подшипника	Диаметр вала, мм	Поле допуска для подшипников классов точности		
			5	4	2
Радиально-упорные шарикоподшипники	Сосредоточенная нагрузка на внутреннем кольце	8...160	h5	h4	h3
	Сосредоточенная нагрузка на наружном кольце	8...160	js5	js4	js3
Конические роликоподшипники	-	25...40	js5	js4	-
		45...140	k5	k4	-
Упорные шарикоподшипники	-	20...200	h5	h5	h4
Упорно-радиальные шарикоподшипники	-	25...200	-	h4	h3

Таблица 1.4

Рекомендуемые поля допусков отверстий корпусов

Тип подшипника	Условия работы подшипники	Поле допуска для подшипников классов точности		
		5	4	2
Радиально-упорные шарикоподшипники	Плавающая опора; желательно свободное смещение наружного кольца	H6	H5	H4
	Фиксированная опора; смещение наружного кольца нежелательно	Js6	Js5	Js4
	Сосредоточенная нагрузка на внутреннем кольце	M5	M 5	M 4
Радиальные двухрядные цилиндрические роликоподшипники с коническим отверстием	Нормальная или малая нагрузка	-	K5	K4
	Большая нагрузка; сосредоточенная нагрузка на внутреннем кольце	-	M5	M4

Конические ролико-подшипники	Регулировка зазора-натяга смещением наружного кольца	Js5	Js4	-
	Фиксированное наружное кольцо	K5	K4	-
	Сосредоточенная нагрузка на внутреннем кольце	M5	M4	-
Упорные шарико - и роликоподшипники	-	H7	H7	-
Упорно-радиальные шарикоподшипники	-	-	K5	K4

Таблица 1.5

Параметр шероховатости поверхности Ra , мкм

Наименование поверхности	Класс точности подшипника	Номинальные диаметры d и D колец подшипников, мм			
		до 80	св. 80 до 250	св. 250 до 500	св. 500 до 2500
Поверхность отверстия подшипника	0, нормальный 6X, 6, 5, 4, T, 2	1,25	1,25	2,5	2,5
		0,63	1,25	1,25	2,5
		0,32	0,63	0,63	-
Наружная поверхность подшипника	0, нормальный 6X, 6, 5, 4, T, 2	0,63	1,25	1,25	2,5
		0,32	0,63	0,63	1,25
		0,32	0,63	0,63	-
Поверхность торцов колец подшипника	0, нормальный 6X, 6, 5, 4, T, 2	2,5	2,5	2,5	2,5
		1,25	1,25	2,5	2,5
		0,63	0,63	1,25	-

Предельные отклонения размеров, формы и взаимного расположения поверхностей радиальных, радиально – упорных, упорных и упорно-радиальных подшипников приведены в ГОСТ 520-2011.

Предельные отклонения размеров, формы и взаимного расположения поверхностей, посадочных и опорных торцовых поверхностей заплечиков валов и отверстий корпусов под подшипники качения указаны в ГОСТ 3325-85.

Параметры шероховатости Ra и Rz посадочных поверхностей под подшипники на валах и в корпусах из стали, а также опорных торцов заплечиков для подшипников

Посадочные поверхности	Классы точности подшипников по ГОСТ 520-71	Параметр шероховатости, мкм, не более, для номинальных диаметров подшипников			
		до 80 мм	св. 80 до 500 мм	св. 500 до 2500 мм	
				Ra	Rz
Валов	0	1,25	2,5	(5,0)	20,0
	6 и 5	0,63	1,25	2,5	-
	4	0,32	0,63	-	-
	2	0,16	0,32	-	-
Отверстий корпусов	0	1,25	2,5	(5,0)	20,0
	6, 5 и 4	0,63	1,25	2,5	-
	2	0,32	0,63	-	-
Опорных торцов заплечиков валов и корпусов	0	2,5	2,5	(5,0)	20,0
	6, 5 и 4	1,25	2,5	(5,0)	20,0
	2	0,63	0,63	-	-

1.3. Исследование термостабильности шпиндельных узлов

Точность металлорежущего станка является одним из ключевых требований, определяющих его конкурентоспособность на современном рынке оборудования. Среди множества факторов, влияющих на точность станка, большое значение имеет температурная погрешность обработки. Ее величина, особенно для высокоточных станков, может составлять от 30 до 70 % от суммарной погрешности станка [81].

Влияние температурной погрешности существенно при выполнении чистовых операций, когда необходима быстрая стабилизация и постоянство теплового режима оборудования.

При этом главным источником температурной погрешности станка выступает тепловыделение в его шпиндельном узле (ШУ) [89, 185]. Теплота, выделяемая в подвижных соединениях элементов ШУ, приводит к температурным деформациям, которые нарушают относительное положение режущего инструмента и обрабатываемой детали. Например, шпиндель передней бабки токарного станка

может сместиться по вертикальной и в горизонтальной плоскостях на несколько сотых долей миллиметра [167].

Тепловые деформации узлов станка, приводящие к снижению точности обработки, носят сложный характер и зависят от многих факторов: конструкции и компоновки станка, теплофизических характеристик материалов, из которых изготовлен станок, условий теплообмена, мощности тепловыделений в источниках тепла и др.

Сложность поддержания термостабильности ШУ осложняется тем, что температура в различных точках корпуса бабки изменяется в пределах 10...50 °С. Наиболее высокая температура наблюдается в местах расположения подшипников шпинделя. Температура валов и шпинделей на 30...40 % выше средней температуры корпусных деталей в которых они смонтированы [50].

Факторы влияющие на термостабильность ШУ условно можно разделить на три группы [82] (табл. 1.7).

Таблица 1.7

Факторы, влияющие на термостабильность ШУ [82]

Конструкционные характеристики	Технологические характеристики	Условия эксплуатации
компоновка; схема расположения подшипников; способ создания предварительного натяга; геометрия элементов узла; площадь теплоотдающей поверхности	погрешности изготовления деталей (отклонения от круглости, волнистость, разноразмерность) погрешности сборки (перекосы колец подшипников)	внешние нагрузки (включая силы предварительного натяга); параметры смазки (физико-механические свойства, способ подачи и охлаждения); теплофизические характеристики деталей и сопряжений (коэффициенты теплопроводности, теплоемкости, теплоотдачи); условия теплоотдачи с теплоотдающей поверхности ШУ; частота вращения и температура окружающей среды

Для улучшения температурных характеристик ШУ применяются различные методы, которые можно разделить на три группы [69].

Первую группу составляют методы, предполагающие внесение изменений в конструкцию ШУ.

Вторая группа методов связана с компенсацией температурных деформаций ШУ в реальном времени на основе модели температурной погрешности, заложенной в систему ЧПУ.

Третья группа связана с моделированием ШУ методом конечных элементов, позволяющим оценить температурные характеристики шпинделя еще на этапе проектирования станка. Обзор различных источников показывает, что именно он получил наибольшее распространение для оценки и оптимизации температурных характеристик ШУ [33].

Благодаря большим вычислительным возможностям ЭВМ методическая точность расчета значительно возросла по сравнению с точностью аналитических расчетов.

Однако это практически часто не сказывается на окончательной точности расчета, так как помимо алгоритма любой расчет включает в себя и цифровые исходные данные, естественная вариация которых, используемых для теплового расчета станка (коэффициенты теплоотдачи в окружающую среду, тепловые сопротивления стыков и др.) составляют сотни и даже тысячи процентов.

При проектировании с учетом вышеизложенных требования к ШУ необходима количественная оценка их тепловых характеристик. Использование для этого стандартных программных средств, основанных на классическом методе конечных элементов (МКЭ), целесообразно применять на завершающем этапе проектирования при проработке деталей конструкции. Данные стандартные программные средства позволяют разработать геометрию ШУ, но не учитывают важные их особенности, например, зависимость теплоотдачи ШУ от частоты вращения, условия распространения тепловых потоков и т.п. Кроме того, создание расчетной схемы в стандартных программных средствах - процесс трудоемкий.

Наличие в корпусе шпиндельной бабки дополнительных источников тепловыделения (ротора и статора) увеличивает тепленапряженность шпиндельного узла (ШУ) и обуславливает существенные температурные деформации (ТД) корпуса, непосредственно влияющие на положение оси шпинделя.

Таким образом, при моделировании теплового состояния необходимо учитывать наличие нескольких источников теплообразования. Самой простейшей схемой является схема, учитывающая образование теплоты только в опорах шпинделя. Более сложной моделью является модель ШУ с зубчатыми или ременными передачами, интенсивность тепловыделения в которых соизмерима с тепловыделением в подшипниках [80, 139]. Общим для источников является их локальный характер, что позволяет воспользоваться методом суперпозиций, когда температурное поле от

работы механизмов передач накладывается на температурное поле от работы подшипников [137, 139].

Два тепловых источника имеют место и в мотор-шпинделях, то в этом случае тепловыделения в роторе и статоре нельзя отнести к локальным, что требует особого подхода к моделированию теплового состояния мотор-шпинделей [26, 88, 108, 109, 180, 193]. В работе [86] отмечается, что тепловыделение в электрической части увеличивает температурные деформации ШУ в среднем на 75...85%, температуру опор на 5...10%.

Тепловые модели ШУ строятся при максимальном учете конструктивных особенностей ШУ [183].

Так, например, в работах Зверева И.А. [61, 62, 64] была разработана тепловая модель ШУ на радиально-упорных шарикоподшипниках на основе применения конечно-элементных стержневых расчетных схем. и специализированный программный комплекс в системе MATLAB для экспресс-оценки фрикционных и тепловых характеристик ШУ на опорах качения с учетом их конструктивных и эксплуатационных особенностей.

Для подтверждения адекватности предложенной расчетной тепловой модели и оценки влияния таких параметров эксплуатации ШУ, как частота вращения, нагрузка на шпиндель, предварительный натяг в опорах, показатели свойств смазочного материала и коэффициента теплоотдачи (теплоотвода от корпуса) на фрикционные и тепловые характеристики шлифовального и токарного ШУ были проведены натурные эксперименты с контролем температуры наружного кольца переднего подшипника контактным термометром SKF с точностью измерения $\pm 1^\circ$ [62]. Отмечено, что стабилизация температуры происходит за 1,5...2 часа с начала работы ШУ. Отмечено, что зависимость температуры подшипника от частоты вращения шпинделя близка к линейной. Расхождения оценки температуры, полученной расчетным и экспериментальным путем составила 14%, что, как отмечают авторы, приемлемо для инженерных расчетов. Эксперименты показали эффективность регулирования теплоотвода с корпуса ШУ (естественная теплоотдача и принудительное охлаждение): значительное увеличение теплоотдачи с корпуса может понизить температуру подшипника на 7...8 °С при частоте вращения 5000 об/мин и на 20...22°С при частоте вращения до 20 000 об/мин.

В работе [86] указывается, что при относительно малой интенсивности тепловых потоков и избыточной температуре в 10...20°С влияние размеров теплоотводящих стенок и величина опорных бобышек корпуса незначительны. При высокой интенсивности теплообразования роль этих размеров оказывается заметной. Так, рост толщины δ радиальной стенки корпуса ШУ горизонтально-фрезерного станка

с радиальным двухрядным роликоподшипником (внутренний диаметр 80 мм) способствует снижению установившейся температуры передней опоры (рис. 1.2).

Отмечается, что за счет изменения соотношения диаметра бобышки и толщины стенки можно также добиться снижения температуры опоры. Подчеркивается, что для каждого конкретного исполнения ШУ имеется некоторый предельный тепловой поток, который может быть свободно отведен от опоры. При превышении этого предела наблюдается резкий рост температуры опоры.

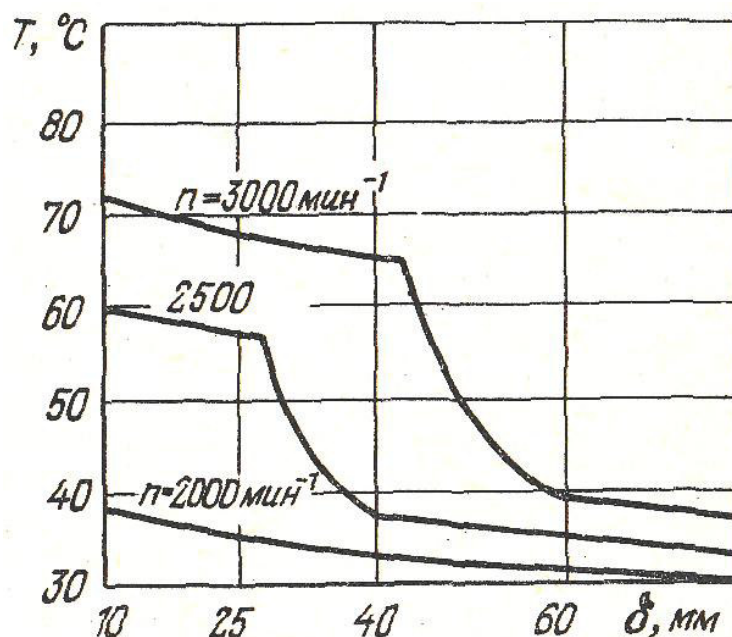


Рис. 1.2. Влияние величины δ на установившуюся температуру передней опоры шпинделя при разных частотах вращения [86]

Во избежание перегрева шпиндельных подшипников основные конструктивные размеры корпуса и шпинделя, влияющие на отвод тепла от опор, должны быть уточнены температурным расчетом. Важность учета теплоотвода с корпуса ШУ была установлена и в работах [74, 115, 149]. Анализируя основные компоновочные схемы опор особо быстроходных ШУ и зарубежные данные, автор работы [149] делает вывод, что существует определенный резерв повышения рабочей частоты вращения шпинделя, что необходимо для скоростного резания. Этот резерв может быть реализован следующими способами: применением прецизионных радиально-упорных шарикоподшипников новых особо легких и сверхлегких серий; обеспечением высокого технического уровня изготовления и сборки ШУ; соблюдением рационального сочетания конструктивных размеров базовых деталей и принятых эксплуатационных параметров; оптимальным согласованием метода смазывания, характеристик смазочного материала и его количества в опоре, стабилизацией предварительного натяга в опорах узла [149, 150].

В работе [74] отмечается, что термостабилизация ШУ может быть достигнута путем реализации двух основных направлений: увеличение площади теплоотдающей поверхности за счет введения дополнительных теплоотдающих поверхностей и улучшение условий теплоотдачи.

Автором работы [115] приведена методика построения закона распределения температуры в шпиндельном узле на опорах качения.

Как показал мониторинг ШУ [140] конструктивные методы термостабилизации температурных полей станочных подсистем достигли пределов целесообразности их применения, в том числе из-за стоимости реализации. Повышение точности обработки в этом случае обеспечивается значительным усложнением конструкции станка и его эксплуатации, включая ремонты и обслуживание. Стоимость таких решений высока и является приемлемой лишь для высокопрецизионного оборудования. Альтернативой авторы считают использование интеллектуальной системы управления, учитывающей текущее качественное и количественное состояние шпиндельного узла, оцениваемое на основе интеллектуальной системы мониторинга. В качестве входных данных авторы предложили использовать значения температуры в четырех точках шпиндельного узла (рис. 1.3).

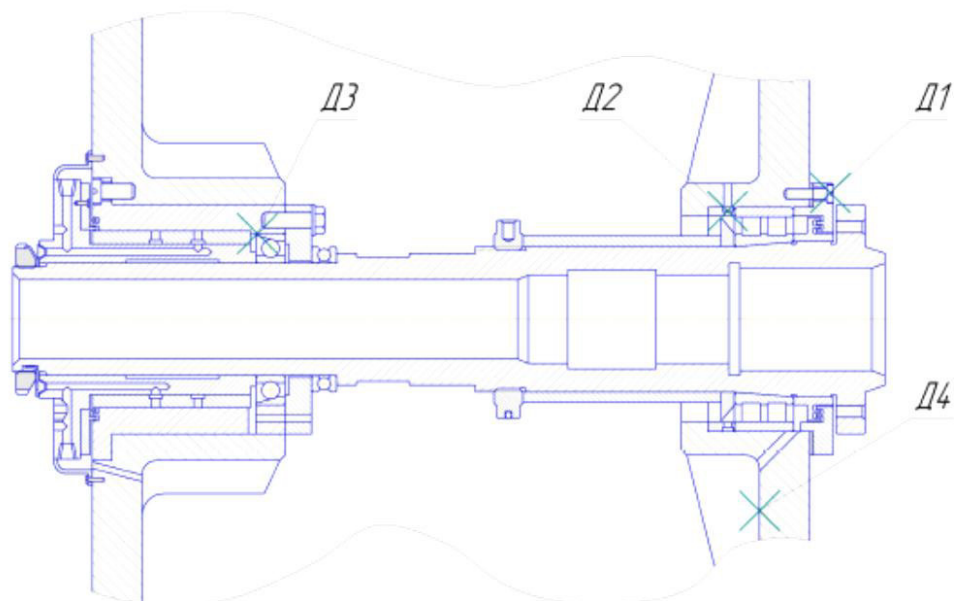


Рис. 1.3. Схема расположения датчиков температуры

Расчетные исследования особенностей формирования температурного поля МШ показали следующее. Механические потери с увеличением частоты вращения в диапазоне 0...6000 об/мин имеют четкую тенденцию к росту, также как и магнитные потери (рис. 1.4). Вместе с тем электрические потери существенно снижаются с ростом частоты вращения. Тепловыделение в опорах, зависящее от числа подшипников, нагрузки, частоты вращения и метода смазывания, существенно ограничивает быстроходность ШУ [108, 109].

Анализ теплового состояния мотор-шпинделей, выполненный в работах [26, 87, 88, 90, 108, 109], позволил наметить пути снижения температуры ШУ.

В работах [108, 109] отмечается, что для обеспечения работоспособности МШ необходимо использование системы охлаждения во всем диапазоне частот вращения и предложены различные системы вентиляции: аксиальная, радиальная одно- и двухконтурная, и оценена их эффективность.

Одним из путей стабилизации температуры шпиндельных узлов является применение тепловых труб [50, 167, 176].

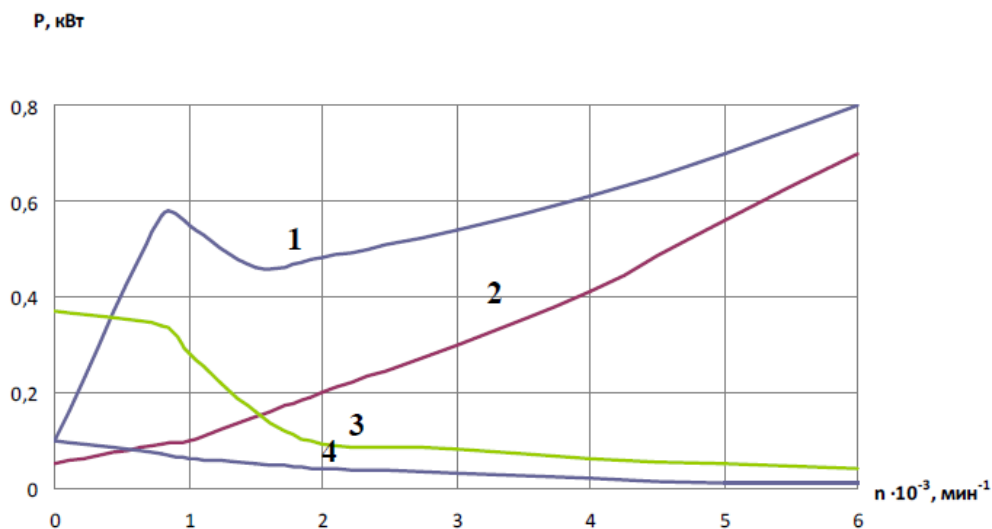


Рис. 1.4. Интенсивность тепловыделения (потери мощности): 1 - магнитные потери в статоре; 2 - механические потерн в подшипниках; 3 и 4 - электрические потери в обмотке статора и стержнях ротора соответственно [108].

В статьях [26, 27] показана эффективность использования металлокерамических подшипников в опорах шпинделей, что позволяет снизить теплообразование в них в два и более раз. Отмечено, что на распределение тепловых потоков в МШ влияет также наличие и параметры стыков сопрягаемых поверхностей [25, 28].

В работе [29] рассмотрен баланс отдачи тепла подшипником МШ при жидкостном охлаждении.

Практически все авторы публикаций результатов исследований температурных деформаций в станках отмечают решающую роль подшипников опор шпинделя на формирование тепловой картины ШУ и достигаемые им эксплуатационные характеристики.

Наглядно это проиллюстрировано в работе [157], где на примере исследования температуры нагрева и температурных деформаций шпиндельной бабки токарного станка мод. МК-3002 завода "Красный Пролетарий" построены графики изменения температуры нагрева в точках 1..7 (рис. 1.5, а) с момента включения хо-

лодного станка до выхода его на установившийся тепловой режим (40 мин) при частоте вращения шпинделя $n=2000 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 1.5, б).

Отмечено, что температура передней стенки шпиндельной бабки выше температуры задней стенки. Это объясняется тем, что в передней опоре шпинделя установлены два радиально-упорных подшипника, а в задней опоре - только один такой подшипник. Исследования теплового состояния шпиндельной бабки при работе станка на разных частотах вращения шпинделя показали, что разность температур в точке б при работе станка с частотой вращения шпинделя $n=900$ и 3150 мин^{-1} составила около $23 \text{ }^\circ\text{C}$.

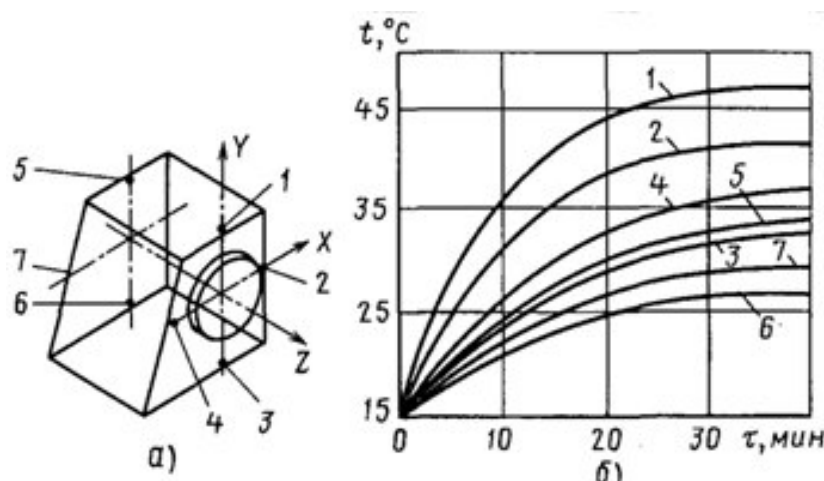


Рис. 1.5. Результаты исследования температуры нагрева шпиндельной бабки токарного станка: а - схема точек измерения температуры; б - графики температур нагрева в указанных точках [157]

Кроме того нагрев подшипников меняет условия их эксплуатации, в первую очередь, через изменение зазора-натяга. В результате изменяется жесткость технологической системы, которая по возможности должна быть не только высокой, но и стабильной [53].

Потери на трение в приводах и подшипниковых узлах являются неустраняемыми источниками тепловыделения. Можно лишь снизить тепловыделение в этих узлах.

В работах Стародубова В.С. [154, 158] отмечается, что 30 % теплоты, выделяющейся в подшипниках, передается в шпиндель и 70% - в корпус.

Однако указанный баланс существенно зависит от конструкции корпуса, поэтому при моделировании тепловых процессов в опорах с подшипниками качества более правильным принимать, что половина теплоты передается в шпиндель и половина в корпус.

Отмечая, что опоры шпинделя являются достаточно мощным внутренним источником тепла в работе [78] рассматриваются мероприятия, направленные на уменьшение распространения от них тепла путем теплоизоляции шпинделя от

опорных подшипников. С этой целью между внутренним кольцом подшипника качения и шпинделем предусмотрена установка теплоизоляционных втулок, а между подшипником и распорными втулками - теплоизоляционных кольцевых шайб, изготовленных из керамики, или предлагается проводить теплоизоляцию слоем эпоксидной смолы. В работе, однако, подчеркивая эффект снижения тепловой деформации шпинделя от указанных решений, не анализируется влияние появления в конструкции дополнительных деталей и стыков на упругие характеристики ШУ.

1.4. Влияние конструкторско-технологических факторов на контактную теплопроводность

Тепловые потоки в шпиндельных узлах станков имеют весьма сложный характер в связи с большим числом деталей, входящих в их конструкцию. В связи с этим формирование тепловых потоков определяется не только распространением тепла от источников через сплошные детали, но, в значительной мере, через контакты деталей между собой [39].

Причиной значительных сопротивлений при прохождении теплового потока через соединения деталей является отсутствие в реальных стыках идеального контакта по всей поверхности. Это объясняется тем, что на поверхностях деталей всегда имеются неровности в виде макроотклонений, волнистости и шероховатости, которые зависят от структуры и характера технологической обработки. В результате при контактировании двух поверхностей образуется фактическая площадь контакта, существенно меньшая номинальной, состоящая из отдельных пятен контакта, которые при наличии волнистости, шероховатости или макронеровностей концентрируются в определённых областях [18, 55, 57, 102, 103, 170, 181, 196]. В связи с этим при контактировании различают номинальную A_n , контурную A_c и фактическую A_f площади контакта (рис.1.6).

Несовершенство контакта на границе раздела твердых тел приводит к возникновению контактного термического сопротивления (КТС), которое необходимо учитывать в используемых тепловых моделях. Это дает возможность обоснованно управлять тепловыми потоками в особо точных узлах металлорежущих станков за счет конструкторских и технологических мероприятий, что делает задачу моделирования КТС весьма актуальной.

Как показывают эксперименты, для металлов контурная площадь обычно составляет 5...10% от номинальной, а фактическая 0,01...0,1% от номинальной [170].

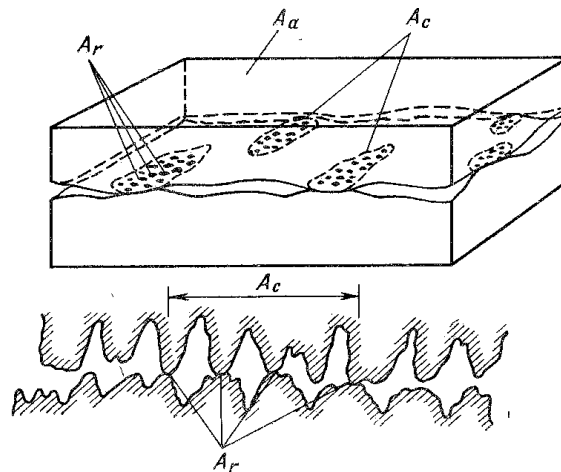


Рис. 1.6. Номинальная A_a , контурная A_c и фактическая A_r площади контакта

Так как реальные поверхности контактируют в отдельных точках, то линии теплового потока при подходе к границе раздела поверхностей искривляются, то есть имеет место стягивания линий теплового потока к местам фактического контакта, то есть происходит искривление изотермических поверхностей (рис. 1.7). Это позволяет определять термическое контактное сопротивление как процесс последовательного многократного стягивания тепловых потоков от номинальной площади A_a к контурной A_c и от контурной A_c к фактической A_r [129].

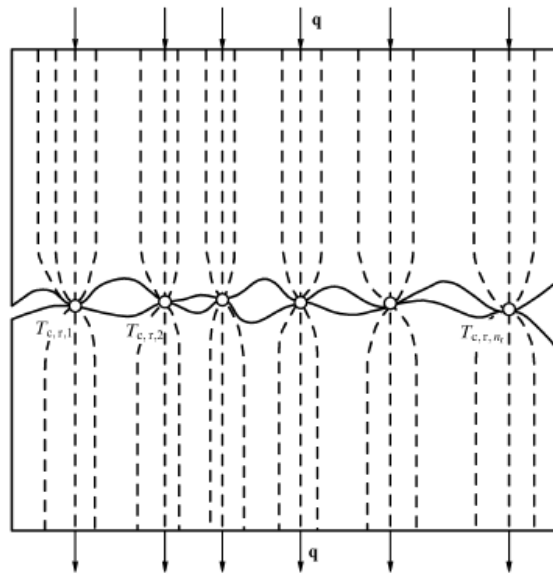


Рис. 1.7. Стягивание линий теплового потока к зонам фактического контакта

Контактное термическое сопротивление, $\text{м}^2 \text{К Вт}^{-1}$, равняется отношению приведённого перепада температуры на средних контактных плоскостях к плотности теплового потока:

$$R = \frac{1}{\alpha} = \frac{\Delta T}{q}, \quad (1.1)$$

где α - термическая проводимость контакта, Вт м⁻² К⁻¹; q — плотность теплового потока, Вт м⁻²; ΔT - контактный перепад температуры, К.

Наряду с R используется абсолютное (полное) термическое сопротивление контакта R_a , определяемое отношением контактного перепада температуры ΔT к тепловому потоку Q :

$$R_a = \frac{\Delta T}{Q} . \quad (1.2)$$

В отличие от контактного термического сопротивления, абсолютное термическое сопротивление R_a соответствует не единице поверхности теплообмена, а всей поверхности, через которую передаётся тепловой поток.

В работе [36] приведены зависимости контурной и фактической площадей контакта от номинального давления, полученные с помощью компьютерной модели (рис. 1.8, где R_p - высота сглаживания).

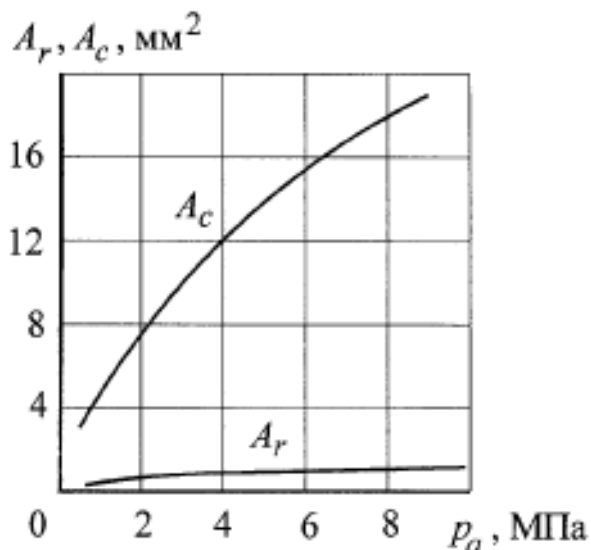


Рис. 1.8. Влияние номинального давления на фактическую A_r и контурную A_c площади контакта: материал - сталь, $HB = 2000$ МПа; $R_p = 5$ мкм [36]

Поскольку процессы, происходящие при контакте двух поверхностей формируют целый ряд характеристик (контактная податливость, контактное термическое сопротивление, износ и др.), то применительно к металлорежущим станкам исследователи опубликовали значительное число работ содержащих результаты исследований по указанным направлениям.

Исследования контактной податливости, позволяющие учитывать стык при расчете несущей системы станка на жесткость, нашли отражение в работах [34, 35, 37, 41, 65, 66, 85, 92, 95, 142, 145, 146, 159, 160].

Трибологические явления широко представлены в работах [23, 24, 30, 49, 76, 112, 173].

В тоже время существует достаточно работ, посвященных влиянию стыка на тепловые процессы. За последние три (четыре) десятилетия проведен большой объем экспериментальных и теоретических исследований отечественными и зарубежными учеными процессов формирования КТС в зависимости от таких факторов, как природа материала контактирующих тел, среда между поверхностями соприкосновения, температурные условия, усилия прижима поверхностей и др. [1, 16, 19, 54, 91, 96, 98, 102, 129, 175].

Поповым В.М. [117, 119, 121, 125, 127, 128, 129] в качестве объяснения причин возникновения КТС выдвинута теория об искривлении линий теплового тока при их стягивании к пятнам фактического контакта, и на её основе получено расчётное соотношение, определяющее величину контактного термического сопротивления при малых давлениях. Им же и его учениками на основании указанной теории установлено, что волнистость и отклонение от плоскостности ведут к возрастанию контактного термического сопротивления, а при малых нагрузках влияние волнистости является решающим [48, 118, 120, 123, 124, 129, 130, 131].

Кроме сопротивления стягивания другими компонентами контактной термической проводимости являются:

- проводимость фактического контакта;
- проводимость среды в межконтактных зазорах;
- проводимость поверхностных плёнок;
- проводимость при передаче теплового потока излучением.

Таким образом структура контактного термического сопротивления может быть представлена в виде, показанном на рис. 1.9, где R_1, R_2 - термическое сопротивление материала детали 1 и 2 соответственно; R_{rad} - сопротивление при лучистом теплообмене в контакте; R_m - сопротивление среды в межконтактных зазорах; $R_{cn,1}, R_{cn,2}$ - сопротивления стягивания в первом и втором материалах; $R_{f,1}, R_{f,2}$ - сопротивления плёнок, на взаимодействующих поверхностях.

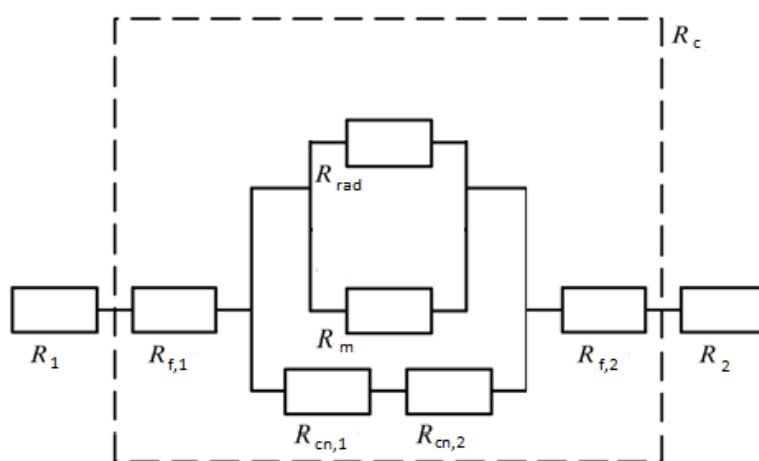


Рис. 1.9. Структура контактного термического сопротивления

Вследствие малой толщины пленок их термические сопротивления близки к нулю, поток тепла, передающийся излучением, не превышает 2...3% от общего теплового потока, и при умеренных температурах лучистым теплообменом можно пренебречь работе [98]. Таким образом, КТС реального контакта определяется термическим сопротивлением стягивания в первом и втором материале и термическим сопротивлением среды в межконтактных зазорах.

Установленная роль фактического контакта в формировании КТС требует всесторонних знаний о ее формировании.

В работе [98] дан обзор теоретических и экспериментальных разработок, в котором отмечается, что в более чем 100 работах, опубликованных за последние 30 лет, посвященных контактной термической проводимости, рассмотрены следующие вопросы:

- термическое сопротивление единичного и многоточечного микроконтакта;
- влияние поверхностной деформации на термическое сопротивление в контакте твердых тел;
- влияние на контактный теплообмен шероховатости и волнистости поверхностей, поверхностных пленок и дефектов внедрения;
- теплообмен в межконтактных зазорах.

На основании представленной в работах [98, 192] модели формирования КТС для получения аналитической зависимости для определения КТС необходимо учитывать более 10-и параметров.

Несмотря на преимущества аналитических методик определения термического сопротивления реального контакта, связанные с возможностью физически обоснованного расчёта его величины, необходимость вычисления большого количества различных параметров не позволяет быстро получить приближённые значения, что важно в инженерной практике. По этой причине в расчётах контактного теплообмена распространены полуэмпирические зависимости, позволяющие найти интегральное контактное термическое сопротивление без исследования особенностей его структуры. Но, даже и в этом случае число параметров, необходимых для расчета в инженерной практике, весьма значительно и может быть получено только в результате дополнительных экспериментальных исследований. Так, например, методика расчета теплообмена в контактах разнородных материалов, учитывающая микроскопические и макроскопические параметры, и определяющая полную контактную проводимость как сумму термических проводимостей через контактные пятна твёрдых тел и среду в межконтактных зазорах, использует в своих зависимостях около параметры [98]:

- номинальное контактное давление;

- теплопроводность взаимодействующих материалов;
- теплопроводность среды в межконтактных зазорах;
- шероховатость поверхностей;
- угол микронеровности (угол наклона образующей конуса микронеровности) ;
- поверхностная микротвердость;
- приведенный коэффициент accommodations;
- средний путь пробега молекул в зазорах;
- температура среды в зазорах;
- критерий Прандля для среды в зазорах;
- степень тепла;
- предел прочности более мягкого материала;
- модули упругости материалов.

Кроме перечисленного, используются еще и эмпирически полученные коэффициенты, значения которых получены для конкретных условий.

Эти же трудности возникают и при использовании зависимостей для определения КТС, полученных рядом других авторов [97]:

$$\frac{1}{R_k} = 0,118(\bar{\lambda}_M / 40 \cdot 10^{-6})(P_k K / 3\sigma_B)^{0,66} \quad [93]; \quad (1.3)$$

$$\frac{1}{R_k} = 8 \cdot 10^3 \bar{\lambda}_M (P_k K / 3\sigma_B)^{0,86} \quad [175]; \quad (1.4)$$

$$\frac{1}{R_k} = (\bar{\lambda}_M / 30 \cdot 10^{-6}) A ((P_k / E) \beta T_k \alpha)^m \quad [129]; \quad (1.5)$$

$$\frac{1}{R_k} = 1,15 \cdot 10^4 \lambda_{Мээк} ((P_k^2 / 3\sigma_B E)(T_k / T_{пл}) K^2)^{0,302} \quad [96], \quad (1.6)$$

где $\bar{\lambda}_m$ – приведенная теплопроводность, определяемая через теплопроводность двух контактирующих материалов λ_{M1} и λ_{M2} по формуле:

$$\bar{\lambda}_M = (2\lambda_{M1}\lambda_{M2}) / (\lambda_{M1} + \lambda_{M2});$$

$\lambda_{Мээк}$ – эквивалентная теплопроводность, учитывающая средние высоты микронеровностей соприкасающихся тел h_{cp1} и h_{cp2} и определяемая по формуле:

$$\lambda_{Мээк} = (h_{cp1} + h_{cp2}) / (h_{cp1} / \lambda_{M1} + h_{cp2} / \lambda_{M2});$$

P_k – контактное давление; σ_B – предел прочности; E – модуль упругости; T_k – температура в зоне контакта; $T_{пл}$ – температура плавления материала; β – коэффициент объемного расширения; α – коэффициент формы; K – коэффициент, учитывающий изменение геометрических характеристик соприкасающихся тел; A и m – эмпирические коэффициенты, зависящие от типа контактирующих материалов и диапазона нагрузки.

Отсутствие точных рекомендаций по выбору инженерных расчетных формул для определения контактных термических сопротивлений (R_k) вызывает со-

мнение в правильности выбора того или иного соотношения, а различие в абсолютных значениях R_x для одних и тех же условий затрудняет их использование. Многие зависимости по контактному теплообмену [93, 129, 175], полученные для специфических условий контактирования, не применимы для ряда случаев инженерной практики.

Неудобство зависимостей (1.3) - (1.6) заключается том, что они предлагались авторами только для определенных материалов и в фиксированных диапазонах изменения безразмерной механической нагрузки.

Существенные расхождения расчетных и экспериментальных данных объясняются еще и тем, что при обобщении результатов других авторов из-за неопределенности в точных значениях параметров высот микрогеометрии их значения принимались равными типичным в пределах указанного класса шероховатости [97].

Проведенные исследования рядом авторов [39, 40, 68, 90, 98, 161, 186, 189, 194, 201] показали, что условия контактирования весьма существенно сказываются на прохождении теплового потока в конструкциях станков.

Многосторонний анализ формирования контактного термического сопротивления (КТС) представлен в работах [98, 190].

Сложность моделирования КТС связана с наличием скачка температуры при прохождении теплового потока через зону контакта. Как отмечается в работе [178] попытка использовать для моделирования классический метод конечных элементов 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.

В работе [136] предложена программа, позволяющая прогнозировать на основе компьютерного моделирования термическое сопротивление контакта шероховатых поверхностей, в том числе и при наличии функциональных покрытий.

Работы целого ряда исследователей [67, 131, 199] 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. [98].

Вместе с тем результаты, приведенные в работах [25, 51, 56, 122, 126, 164, 195], показывают, что контактное термическое сопротивление (КТС) можно регулировать в широком диапазоне с помощью изменения теплопроводности межконтактной среды. Снижение КТС может быть достигнуто не только за счет повышения класса шероховатости поверхностей, но и в результате применения прокладок из менее твердых металлов, чем основная контактная пара (медь, олово, алюминий, латунь и др.).

В качестве заполнителя контактной зоны наряду с прокладками может быть использована среда, имеющая теплопроводность, близкую к теплопроводности металла, в виде порошкообразных и вязких веществ (паст, смазок, жидкостей). Рекомендуемые способы заполнения контактной зоны позволяют значительно снизить КТС, однако при этом затруднена замена деталей узла при необходимости проведения ремонта.

Применяемые пасты, смазки и жидкости кроме хороших теплопроводных свойств должны обладать определенной вязкостью в зависимости от условий работы узла станка, обеспечивающей отсутствие вытекания из контактного зазора в течение межремонтного периода узла станка.

Рекомендуемыми смазками являются паста ЦИАТИМ-202 (ГОСТ 9433-60), полиметилсилоксановая жидкость ПМС-200, ПМС-300 (ГОСТ 13032-67) и смазка на основе окиси бериллия КПТ-8 (МРТУ-6-02-394-66) [164].

Учитывая характер формирования фактической площади контакта, в работе [164] отмечается, что при небольших усилиях сжатия проводимость контакта обусловлена проводимостью газовой прослойки. При низких удельных давлениях контакта ($0 \dots 2,45 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$) при классе шероховатости $Rz 7 \dots 11$ основными факторами, влияющими на проводимость контакта, являются отклонение от плоскостности и волнистость контактных поверхностей.

1.5. Выводы

Одной из основных тенденций совершенствования конструкций современных металлорежущих станков является повышение их быстроходности, обеспечивающей рост производительности обработки с сохранением требуемой точности. Однако сдерживающим фактором при этом выступает увеличение температуры шпиндельных узлов (ШУ), точность которых на 80% определяет точность станка в целом. Таким образом, для повышения скорости вращения шпинделя необходимо реализовывать мероприятия, обеспечивающие теплостойкость ШУ.

Для построения температурного поля ШУ необходимо моделировать пространство теплового потока не только по сплошным деталям (что современные программные средства позволяют осуществлять достаточно просто), но и через их соединения. Сложность моделирования контактного термического сопротивления связана с наличием скачка температуры при прохождении теплового потока через зону контакта. Попытки использовать для моделирования классический метод конечных элементов встречает трудности связанные с созданием сетки КЭ, соответствующей соседним контактирующим деталям, что весьма затруднительно для сложных геометрий.

Работы целого ряда исследователей 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.

Таким образом, повышение быстроходности ШУ на основе использования расчетных моделей, адекватно отражающих особенности реальных конструкций, является важной и актуальной задачей.

2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ПРОВОДИМОСТИ СТАНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ С УЧЕТОМ ФАКТИЧЕСКОЙ ПЛОЩАДИ КОНТАКТА

2.1. Моделирование контактной псевдосреды при расчете термического сопротивления

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. Тепловые эффекты могут вносить более 50 % в общую ошибку.

Проблемы создания математических моделей, позволяющих спрогнозировать картину температурного поля на ранних этапах проектирования оборудования с целью снижения уровня температурных погрешностей за счет конструкторских и технологических решений, 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.

Численное моделирование с использованием МКЭ позволило в первую очередь снять одну из существенных проблем: максимальный учет конфигурации деталей, входящих в состав технологического оборудования.

Однако даже при большом опыте, накопленном при апробации МКЭ, при проектировании технологического оборудования остается проблема, связанная с тем, что выполнение процесса, предписанного его назначением, обеспечивается за счет связей, реализация которых осуществляется через соединения элементов станка.

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. 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. Адекватности полученной модели должна быть подтверждена результатами натуральных и численных экспериментов.

Обычная механическая обработка контактирующих поверхностей деталей,

используемых в сборочных единицах станков, позволяет пренебречь конвективным переносом тепла из-за небольших размеров шероховатостей. При незначительных перепадах температур на контакте, имеющих место при работе станков, можно не учитывать лучистый теплообмен между поверхностями.

При исследовании сложных процессов, как правило, приходится сталкиваться с действием большого числа факторов. Так, например, в работе [68] приводятся зависимости термического сопротивления контакта, учитывающие среднее квадратическое отклонение профиля; твердость (микротвердость) поверхности; средний тангенс угла наклона шероховатости; максимальный радиус закругления вершин выступов; параметр, характеризующий степень механической нагруженности неровностей контакта. Степень влияния и весомость действующих факторов, как правило, различна. Поэтому при разработке математической модели формирования КТС, необходимо провести предварительные исследования, позволяющие выделить существенные факторы, влияющие на контактное термическое сопротивление. Без выполнения этой процедуры общепринятые методики (например, регрессионный анализ) при большом числе факторов становятся неприемлемыми, так как требуют большого числа экспериментов.

С этой целью был проведен ряд однофакторных экспериментов.

Современная теория контактирования поверхностей базируется на положении, что наличие шероховатости, волнистости и макроотклонений приводит к дискретности их взаимодействия. Кроме того, при контакте шероховатых тел следует учесть, что, несмотря на разновысотность, упруго деформируются все выступы, но в разной степени. В результате чего получается слой (псевдосреда), состоящий из площадок фактического контакта и полостей, заполненных воздухом или маслом.

Для оценки влияния характеристик псевдосреды при контакте двух твердых тел на условия формирования КТС была разработана плоская конечноэлементная модель контактирования двух квадратных пластин (0,02 м x 0,02 м) толщиной 1 мм (рис. 2.1). Материал пластин - сталь (коэффициент теплопроводности $\lambda = 50$ Вт/(м·К)). Мощность каждого из пяти источников тепловыделения - 20 Вт/м. Граничные условия по ребрам модели принимались следующими: конвекция $F_n = \alpha(T - T_0)$ по боковым ребрам и по верхнему ребру равнялась нулю ($\alpha = 0$ и $T_0 = 0$), а по нижнему ребру $\alpha = 50$ Вт/К·м² и $T_0 = 293$ К. Координаты опорных точек приведены в табл.2.1.

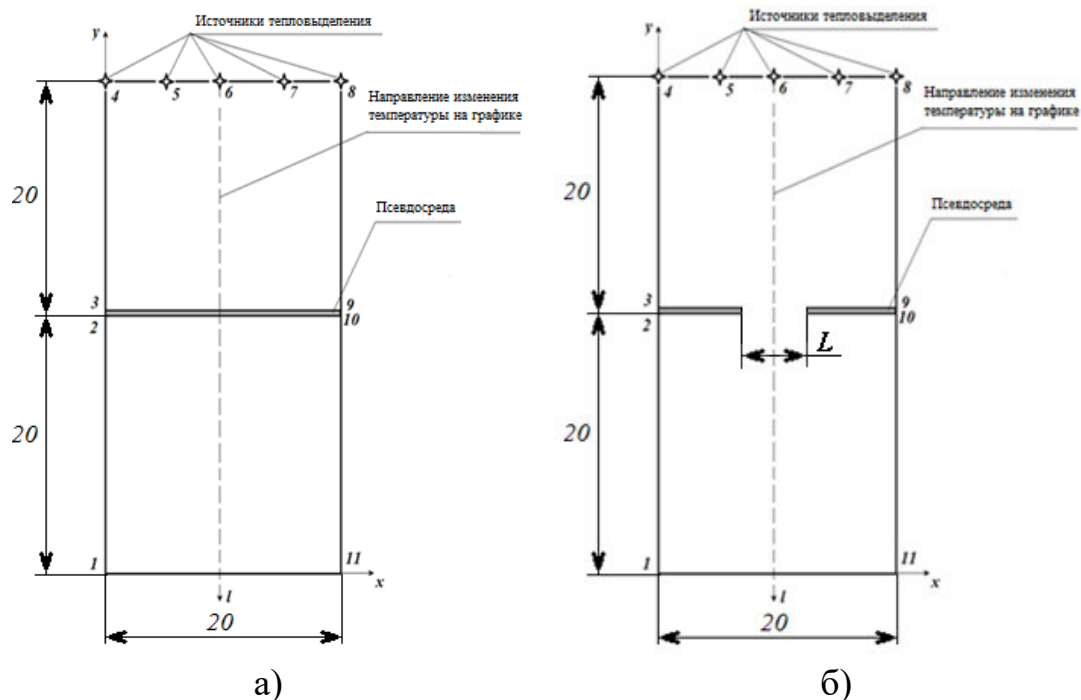


Рис. 2.1. Плоская модель контактирования двух пластин: а) псевдосреда с коэффициентом теплопроводности отличным от основного материала; б) псевдосреда, имеющая фактический контакт длиной L по части поверхности

Таблица 2.1

Координаты опорных точек расчетной модели

Точки	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$x, \text{ м}$	0	0	0	0	0,005	0,01	0,015	0,02	0,02	0,02	0,02
$y, \text{ м}$	0	0,02	0,0205	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,0205	0,02	0

Численные эксперименты с разработанной конечноэлементной моделью проводилось с использованием пакета ELCUT [9, 58, 60, 143, 144, 148, 151, 162].

Шаг дискретизации конечноэлементной сетки модели составлял: в нижних узлах (№1 и 11) - 0,005 м; в источниках тепловыделения (№№ 4...8) - 0,004 м; в узлах прослойки (№№ 2,3,9,10) - 0,001м.

Тепловое сопротивление псевдосреды R , $\text{К}\cdot\text{м}^2/\text{Вт}$, определялось по формуле $R = \Delta T/q$, где q - тепловой поток, $\text{Вт}/\text{м}^2$; ΔT - перепад температуры (рис. 2.2 и 2.3).

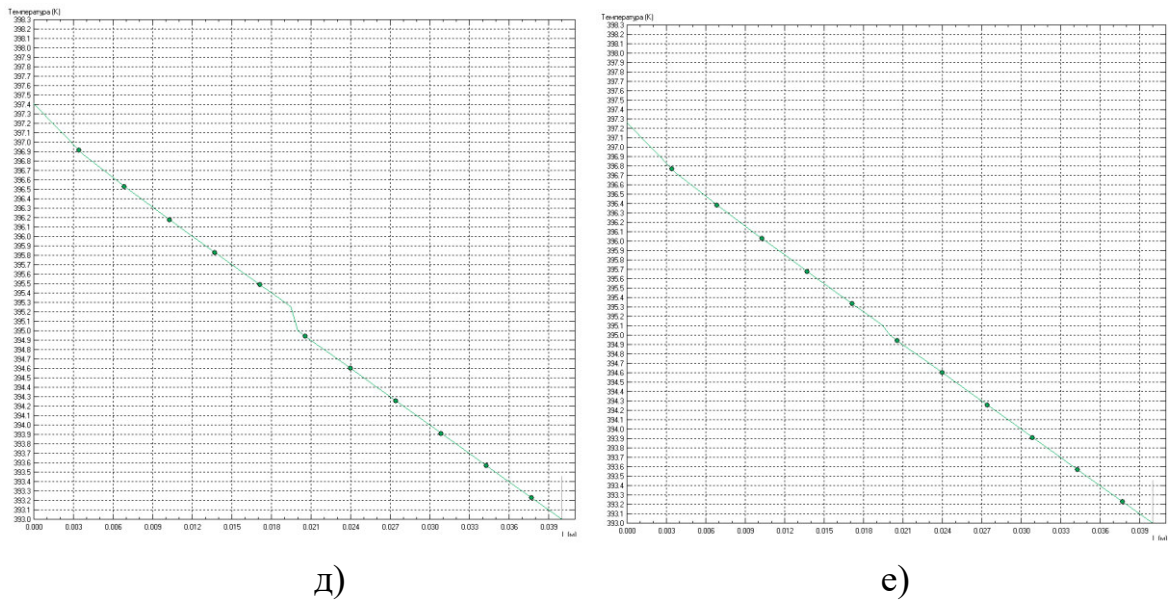


Рис. 2.3. Результаты расчета перепада температуры ΔT в среде ELCUT для модели рис. 2.1, а: а) $\lambda = 0,025$ Вт/(м·К); б) $\lambda = 0,1$ Вт/(м·К); в) $\lambda = 0,5$ Вт/(м·К); г) $\lambda = 5$ Вт/(м·К); д) $\lambda = 10$ Вт/(м·К); е) $\lambda = 25$ Вт/(м·К)

Для пластин, не имеющих в зоне контакта макроотклонений, изменение теплопроводности в зоне контакта будет определяться только микроотклонениями, которые условно можно принять одинаковыми по всей зоне соединения. Таким образом, в этом случае между деталями имеет место сплошная псевдосреда, имеющая коэффициент теплопроводности и толщину, зависящие от шероховатости контактирующих поверхностей.

Так как коэффициент теплопроводности псевдосреды формируется как результат непосредственного контакта микронеровностей с коэффициентом теплопроводности основного материала, так и наличия полостей, заполненных маслом или воздухом, то он может меняться от $\lambda=0,025$ Вт/(м·К) (воздух) до $\lambda=50,0$ Вт/(м·К) (сталь).

Полученная зависимость ΔT от коэффициента теплопроводности приведена на рис. 2.4.

Для оценки влияния толщины псевдосреды δ на значения ΔT были проведены численные эксперименты для псевдосреды с $\lambda = 5$ Вт/(м·К) и $\lambda = 0,025$ Вт/(м·К).

Результаты моделирования, представленные в табл.2.2, свидетельствуют о линейном характере зависимости $\Delta T = f(\delta)$.

С увеличением отклонения от плоскостности зона фактического контакта (ЗФК), теплопроводность которой равняется теплопроводности материала контактирующих тел, уменьшается.

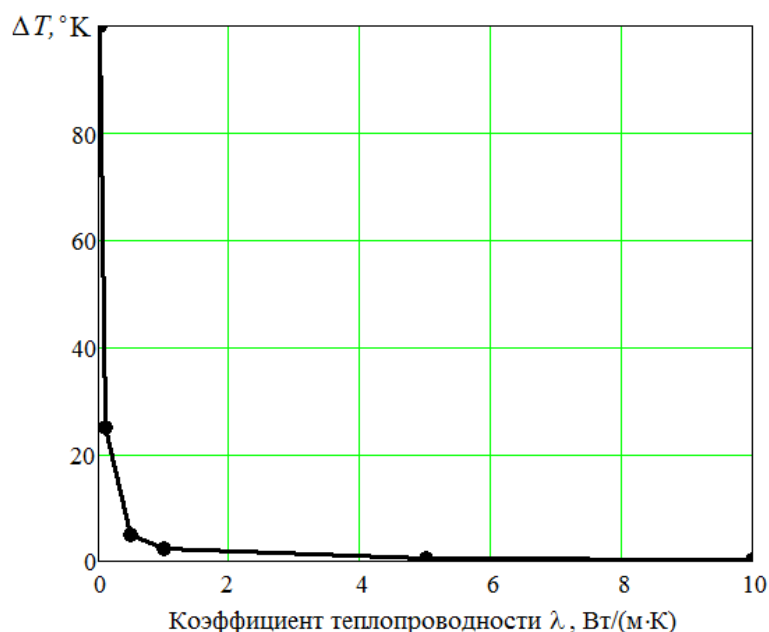


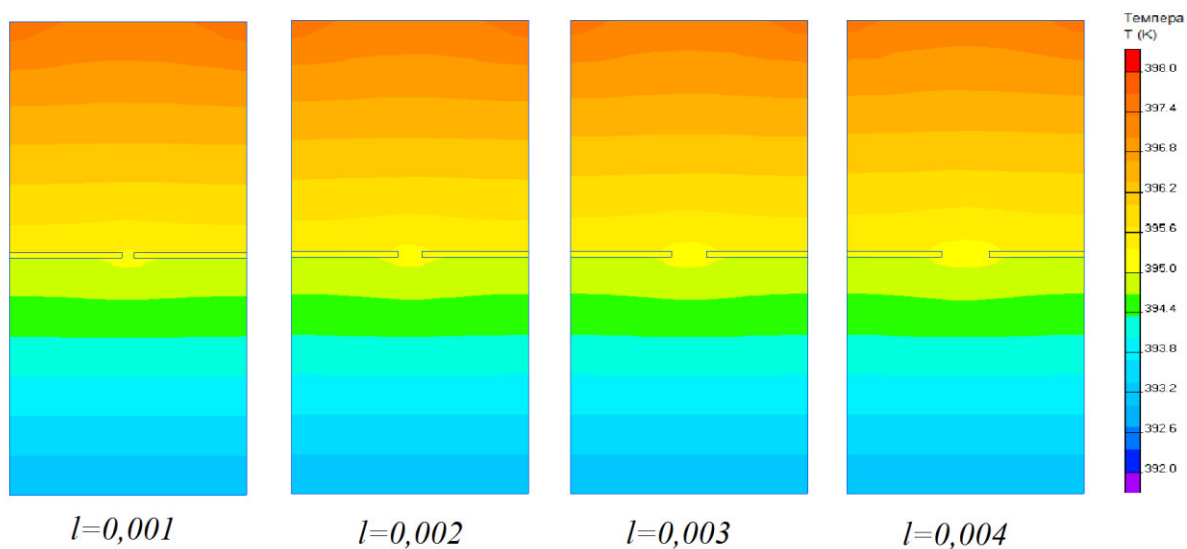
Рис. 2.4. Изменение ΔT в зависимости от коэффициента теплопроводности псевдосреды

Таблица 2.2

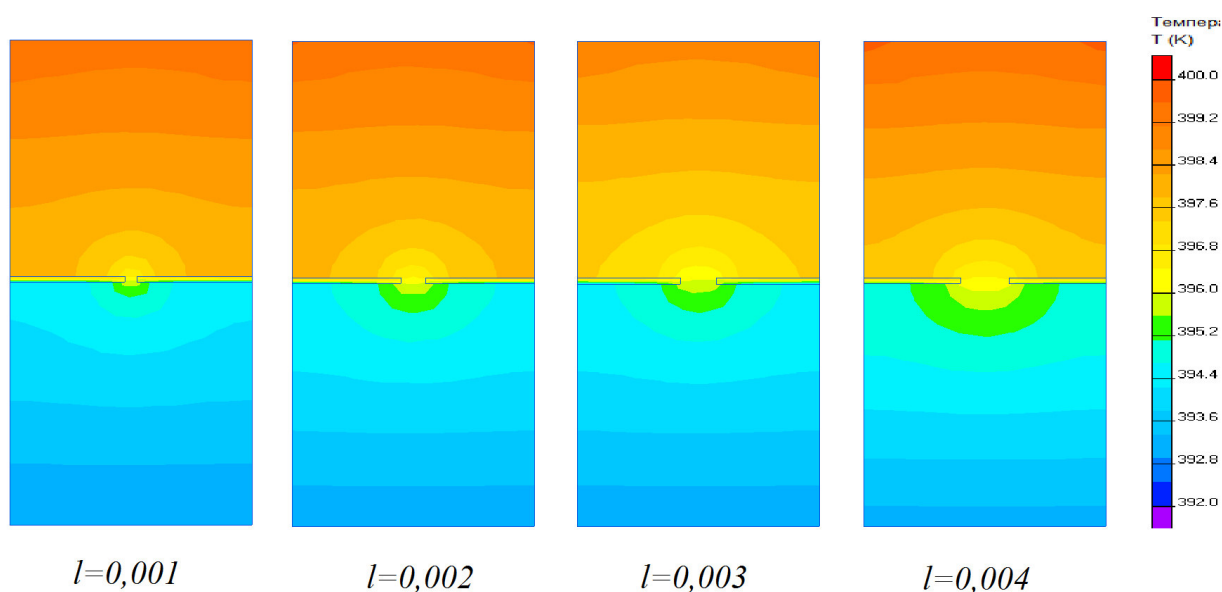
Зависимость перепада температуры в контакте от толщины и качества псевдосреды

δ , мм	ΔT	
	$\lambda = 5$ Вт/(м·К)	$\lambda = 0,025$ Вт/(м·К)
0,5	0,45	100
0,4	0,35	80
0,3	0,27	60
0,2	0,18	40
0,1	0,09	20
0,07	0,06	14

Для оценки прохождения теплового потока через псевдосреду, имеющую фактический контакт на части поверхности, использовалась плоская модель толщиной 1 мм, представленная на рис. 2.1, б. Протяженность ЗФК принималась $L = 1; 2; 3$ и 4 мм и составляла соответственно 5%, 10%, 15% и 29% от ширины пластины. Коэффициент теплопроводности в ЗФК принимался как для основного материала (материала деталей), а для псевдосреды рассматривалось два варианта: $\lambda = 0,025$ Вт/(м·К) и $\lambda = 5$ Вт/(м·К) (рис. 2.5).



а)



б)

Рис. 2.5. Моделирование влияния размера ЗФК на распределение температуры в зоне контакта в среде ELCUT: а) $\lambda = 5,0$ Вт/(м·К); б) $\lambda = 0,025$ Вт/(м·К)

Результаты, представленные в виде зависимостей $\Delta T = f(L)$ (рис. 2.6), показывают качественно одинаковую картину зависимостей для обоих значений λ , а количественно - существенно зависящую от коэффициента теплопроводности псевдосреды вне ЗФК. Так, например, для псевдосреды с $\lambda = 0,025$ Вт/(м·К) изменение протяженности ЗФК с 1 до 4 мм привело к снижению ΔT приблизительно в два раза, а для псевдосреды с $\lambda = 5$ Вт/(м·К) – только на 22%.

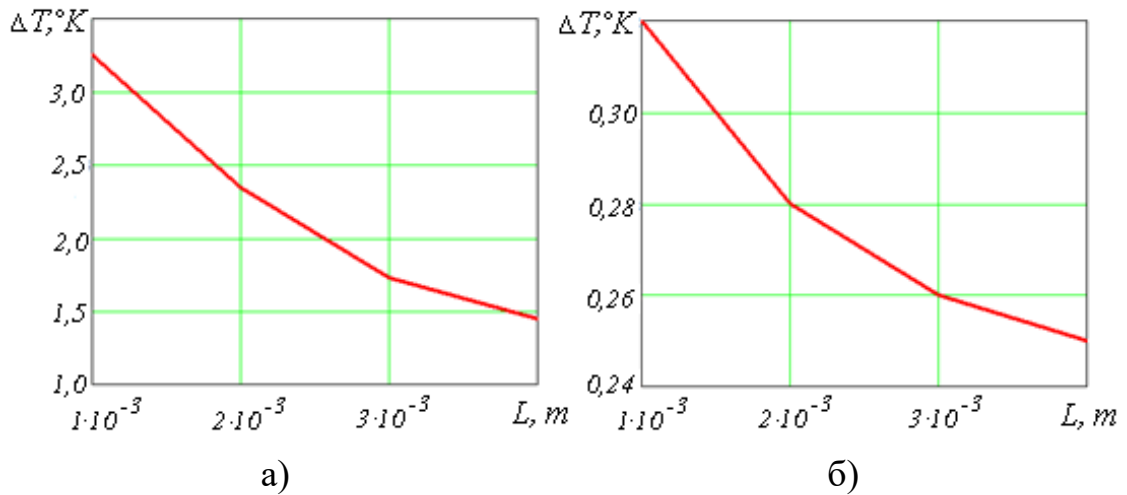


Рис. 2.6. Зависимость ΔT от протяженности ЗФК: а) для псевдосреды с $\lambda = 0,025$ Вт/(м·К); б) для псевдосреды с $\lambda = 5$ Вт/(м·К)

Для оценки прохождения теплового потока через контакт с неосесимметричным расположением ЗФК рассматривалась модель с $L = 2$ мм и псевдосредой, заполненной воздухом, для трех вариантов расположения ЗФК (рис. 2.7).

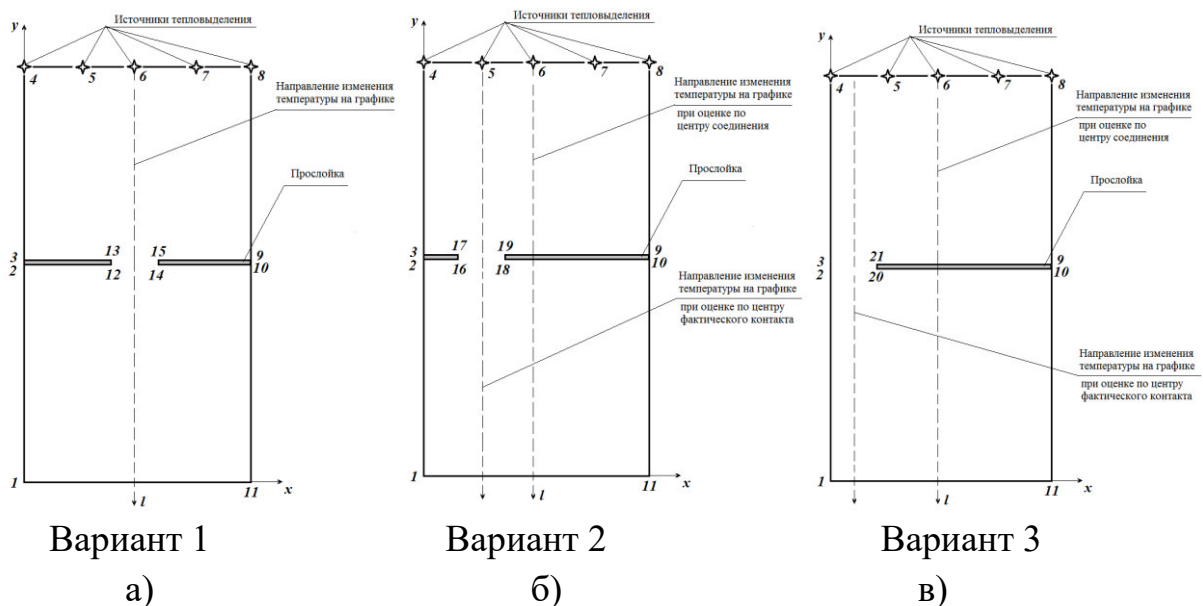


Рис.2.7. Плоская модель контактирования двух пластин: а) осесимметричное расположении ЗФК; б), в) неосесимметричное расположении ЗФК

Результаты моделирования приведены на рис. 2.8 и 2.9 и в табл. 2.3.

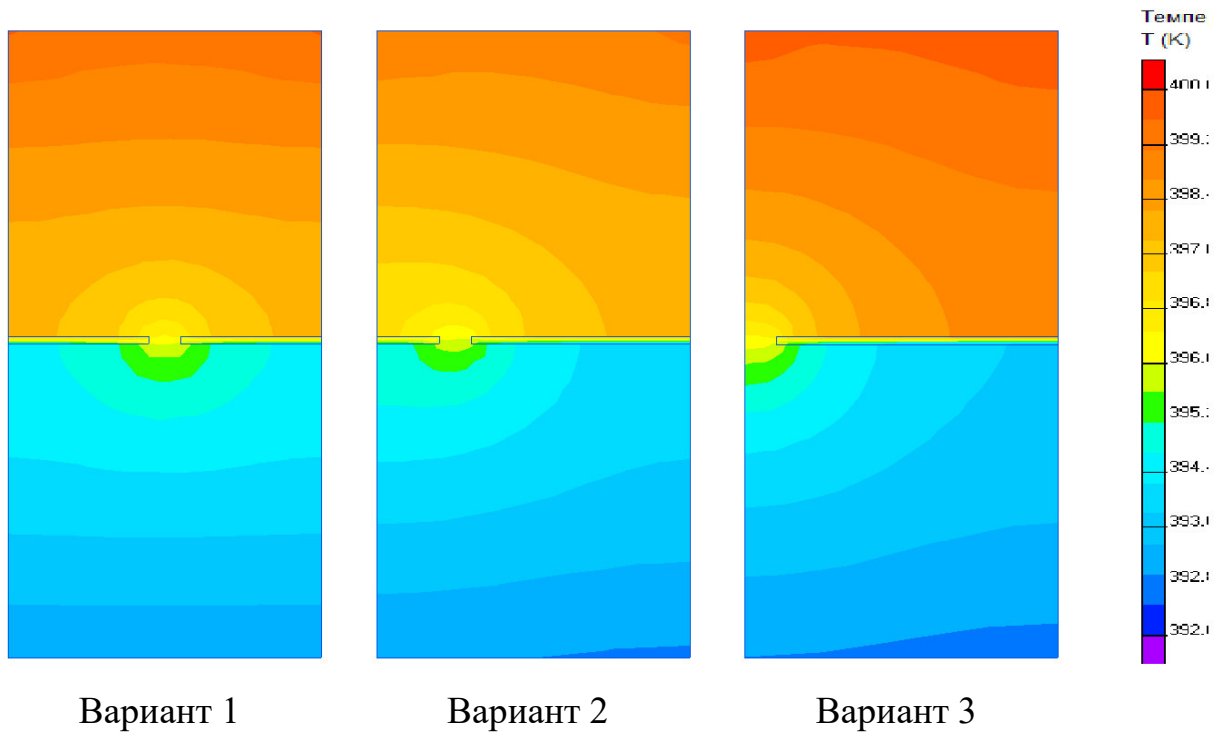
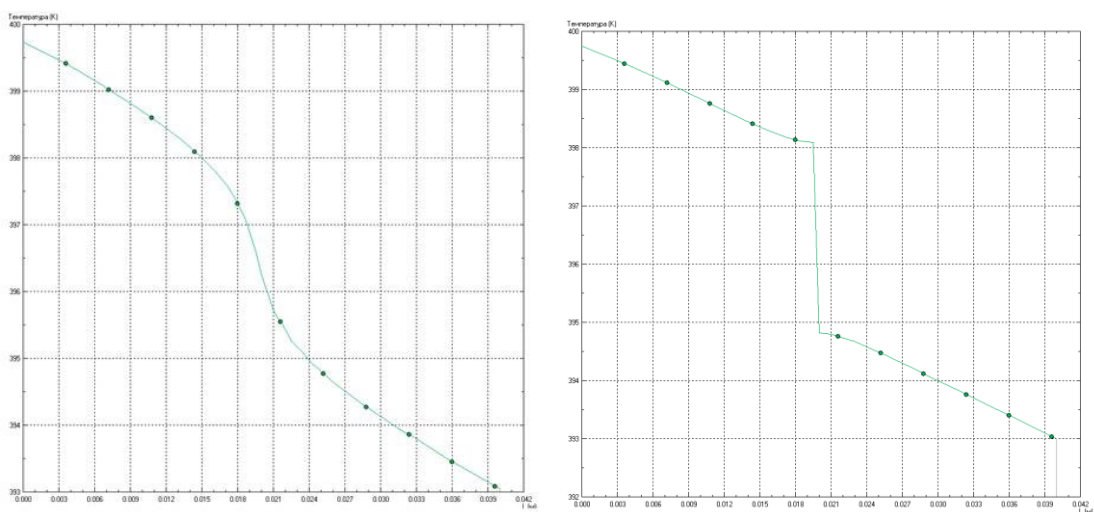


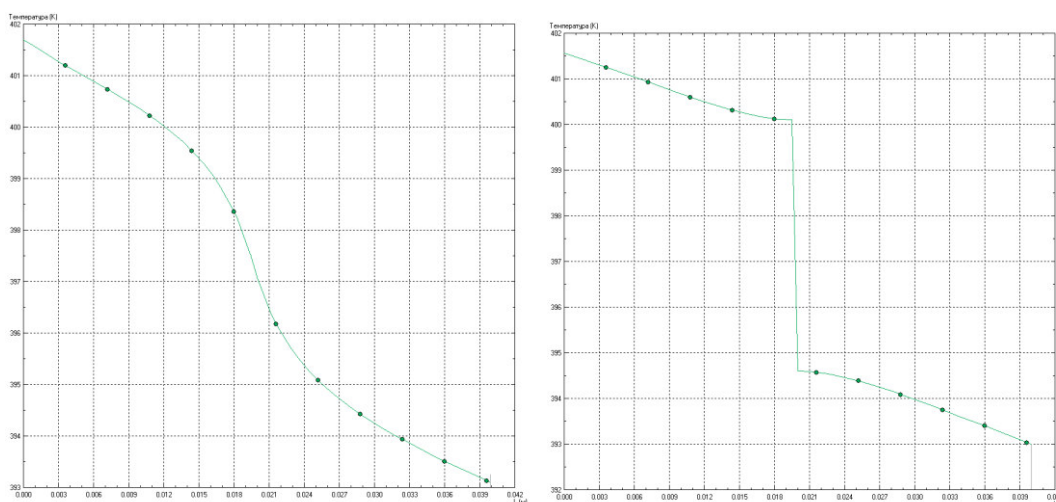
Рис. 2.8. Моделирование влияния положения ЗФК на распределение температуры в зоне контакта в среде ELCUT

Таким образом, значение ΔT зависит от положения ЗФК в соединении. Кроме того, качественная картина изменения ΔT существенно зависит от расположения линии, по которой производится эта оценка: оценка по центру фактического контакта сопровождается скачкообразным изменением температуры при прохождении теплового потока через вседосреду, в отличие от оценки по центру номинального контакта, где этот перепад осуществляется более плавно (рис. 2.9).



а)

б)



в)

г)

Рис. 2.9. Графики изменения температуры для вариантов 2 на рис. 4 (а и б) и 3 на рис. 4 (в и г) при расположении оси l по центру ЗФК (а и в) и по центру соединения (б и г), полученные по результатам моделирования в среде ELCUT

Таблица 2.3

Зависимость перепада температуры в контакте от расположения ЗФК

Вариант расположения ЗФК	Вариант 1	Вариант 2		Вариант 3	
		Оценка по центру фактического контакта	Оценка по центру номинального контакта	Оценка по центру фактического контакта	Оценка по центру номинального контакта
$\Delta T, ^\circ\text{K}$	2,35	2,35	2,80	3,95	4,75

Для проверки влияния вида ЗФК (распределенная или сосредоточенная) на ΔT сравнивались два случая с псевдосредой, заполненной воздухом (рис. 2.10), при условии сохранения постоянства суммарной длины фактического контакта:

- 1) центрально расположенная ЗФК длиной $L = 0,003\text{м}$ (сосредоточенная ЗФК);
- 2) три ЗФК, суммарная длина которых $L = 0,001 \cdot 3 = 0,003\text{м}$ (распределенная ЗФК).

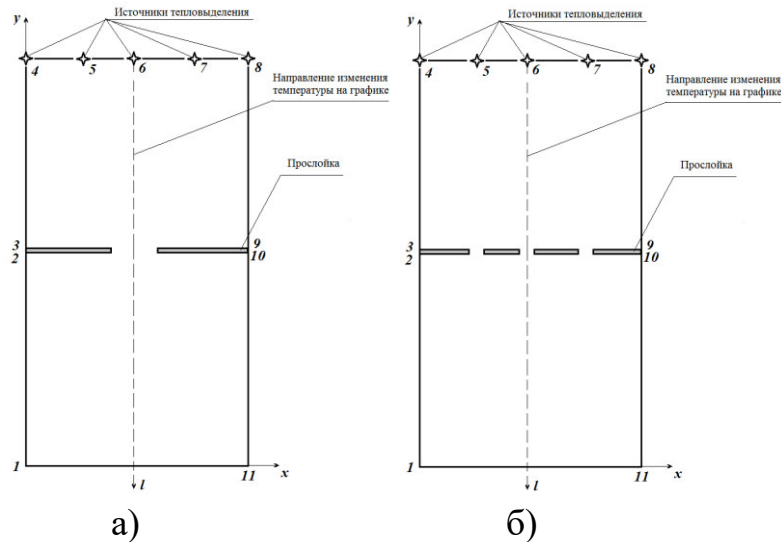


Рис. 2.10. Плоская модель контактирования двух пластин: а) при сосредоточенной ЗФК; б) при распределенной ЗФК

Результаты моделирования (рис. 2.11) показали, что при сохранении суммарного размера ЗФК количество ЗФК существенно влияет на ΔT : при сосредоточенной ЗФК - $\Delta T = 1,73^\circ$, при распределенной ЗФК - $\Delta T = 0,67^\circ$.

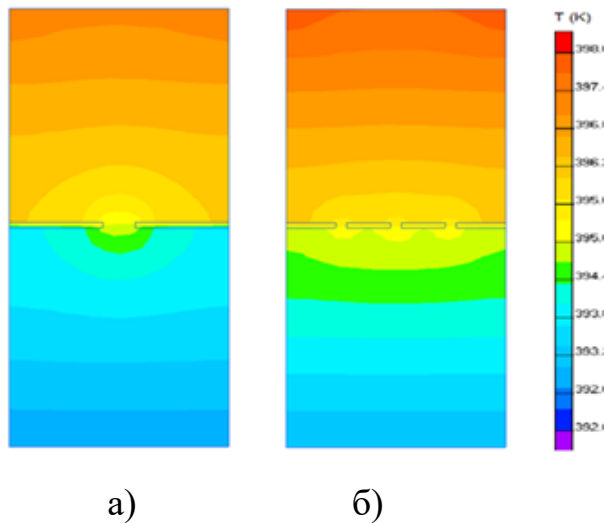


Рис. 2.11. Результаты численного моделирования в среде ELCUT: а) при сосредоточенной ЗФК протяженности 3 мм; б) при распределенной ЗФК суммарной протяженностью 3 мм

2.2. Построение регрессионной модели изменения температуры в зоне контактной псевдосреды

Дискретный характер взаимодействия поверхностей в зоне контакта позволяет выделить номинальную A_a , контурную A_c и фактическую A_r площади контакта.

Для определения фактической площади в работе [171] получена зависимость

$$A_r = kA_a q_a = kP, \quad (2.1)$$

где q_a - номинальное давление;

P - действующая нагрузка.

В зависимости от точности расчетов для коэффициента k можно принимать одно из следующих трех зависимостей

$$k = 0,48075/\sigma_T \approx 0,48/\sigma_T \approx 1/(2\sigma_T), \quad (2.2)$$

где σ_T - предел текучести.

Толщина псевдосреды в случае упругого контакта поверхностей с одинаковыми физико-механическими свойствами и шероховатостью определяется зависимостью [171]:

$$h = 2R_p \left\{ 1 - (1/2)[q_a/\sigma_T]^{[1-q_a/\sigma_T]} - 0,18[q_a/\sigma_T]^{2[1-q_a/\sigma_T]} \right\}. \quad (2.3)$$

Теоретический анализ показал, что при $q_a/\sigma_T \leq 0,1$.

Для методов обработки поверхностей со снятием стружки толщина псевдосреды может быть определена как [147, 171]

$$h \approx 2R_p = 5,2R_a = R_z, \quad (2.4)$$

где R_p - высота сглаживания (расстояние от линии выступов до средней линии);

R_a и R_z - параметры шероховатости.

При этом погрешность расчета не превышает 6,5 %.

Проведенные численные однофакторные эксперименты показали, что с уменьшением толщины псевдосреды и увеличением ее коэффициента теплопроводности перепад температуры в контакте ΔT уменьшается, соответственно уменьшается и контактное термическое сопротивление. Однако, как показал анализ применяемых материалов для изготовления шпиндельных узлов (табл. 2.4), коэффициенты теплопроводности варьируются незначительно, и могут быть исключены из числа параметров регрессионной модели. Поэтому в дальнейшем при проведении полного факторного эксперимента (ПФЭ) коэффициент теплопроводности принимался равным 50 Вт/(м·К).

Установлено, что с уменьшением отклонения от плоскостности, когда протяженность зоны фактического контакта (ЗФК) увеличивается, перепад температуры в контакте ΔT уменьшается.

Таблица 2.4

Коэффициенты теплопроводности и пределы текучести материалов деталей шпиндельных узлов

Материал	Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)	Предел текучести σ_T , МПа
Сталь 30	50,2	300
Сталь 40	51	340
Сталь 50	48	380
Сталь 40Х	41	330 (нормализация)
Сталь ШХ 15	40	370...400
Чугун СЧ20	54	150
Чугун СЧ25	50	187
Чугун СЧ35	46	297

Сравнение результатов влияния на КТС макроотклонений, когда создается сосредоточенная ЗФК, и волнистости, когда имеет место распределенная ЗФК той же суммарной площади, показало более существенную роль макроотклонений. Причем значение ΔT зависит от положения ЗФК в соединении (рис. 2.12), существенно возрастая от варианта а) (при осесимметричном расположении зоны ЗФК) до варианта в) (смещения ЗФК к границе соединения) (табл. 2.5).

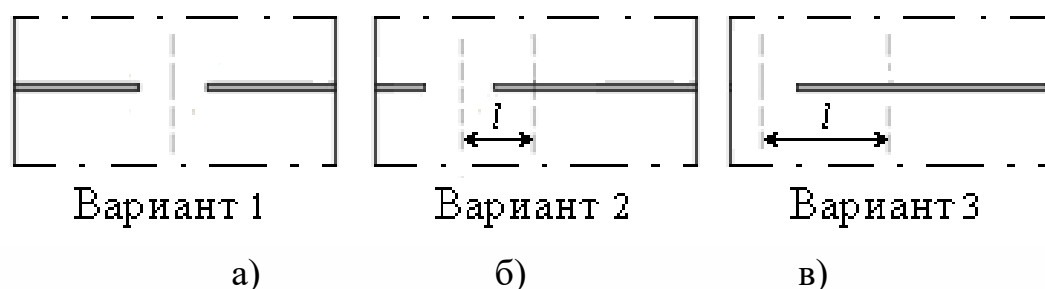


Рис.2.12. Расположение ЗФК в соединении при осесимметричном (а) и неосесимметричном (б и в) расположении.

Таблица 2.5

Зависимость перепада температуры в контакте от расположения ЗФК

Вариант расположения ЗФК	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
ΔT , °К	2,35	2,80	4,75

Таким образом, на основании проведенных однофакторных экспериментов были отобраны четыре существенных фактора, формирующих характеристики псевдосреды:

- значение толщины псевдосреды, определяемое параметром шероховатости Ra (выражение (2.4));
- номинальное давление в контакте q_a , определяющее площадь ЗФК;
- предел текучести контактирующего материала σ_T , который также будет влиять на площадь ЗФК;
- параметр l (рис. 2.12), определяющий расположение ЗФК.

Для проведения полного факторного численного эксперимента были определены уровни варьирования выбранных факторов.

Варьирование толщины псевдосреды можно определить, воспользовавшись данными работ [166] и пункта 2.1 "Посадочные поверхности под подшипники" ГОСТ 3325-85 для подшипников с наружным диаметром до 250 мм и классами точности 2,4,5,6. При этом учитывались как расточки в корпусах, так и опорные торцы заплечиков валов и корпусов. С учетом указанных условий $h = (1...7) \cdot 10^{-6}$ м.

Возможные изменения номинального давления будут определяться предельными усилиями, прикладываемыми к соединениям деталей ШУ, и площадью опорных поясков крышек, торцов наружных колец подшипников или проставочных (дистанционных) втулок. Ограничиваясь наружными диаметрами подшипников 40...220 мм, и используя рекомендации РД 37.001.131-89 по размерам и количеству крепежных элементов и крутящим моментам, прикладываемым к ним, найдем, что усилия и давления на стыке крышки с наружным кольцом подшипника будут соответствовать, указанным в табл. 2.6.

Таблица 2.6

Исходные данные для определения максимального давления в соединениях деталей шпиндельного узла

Наружный диаметр подшипника, мм	40...65	65...100	100...150	150...220
Площадь опорного торца, мм ²	550	1112	2045	3569
Суммарное усилие от крепежных элементов, Н	92820	167308	355848	565386
Давление в стыке, Н/мм ²	168,8	150,5	174,0	158,4

Таким образом, диапазон давлений, используемый для численного моделирования, составляет $q_a = (1...175) \cdot 10^6$ Н/м².

На основании табл. 2.4 принимаем диапазон изменения предела текучести $\sigma_T = (150...400) \cdot 10^6$ Н/м².

Предельные значения параметра l определяются с учетом возможных размеров ЗФК. Для этого по формуле (2.1) найдем

$$A_{r \max} = k_{\max} A_a q_{a \max} = \frac{A_a \cdot q_{a \max}}{2\sigma_{T \min}} = \frac{2 \cdot 10^{-5} \cdot 175 \cdot 10^6}{2 \cdot 150 \cdot 10^6} = 1,1655 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

С учетом толщины пластины в 1 мм, максимальная длина ЗФК составит $L_{\max} \cong 0,0117 \text{ м}$.

С учетом размеров модели и возможных размеров ЗФК параметр l может меняться в диапазоне от 0 до 0,00415 м (рис. 2.13).

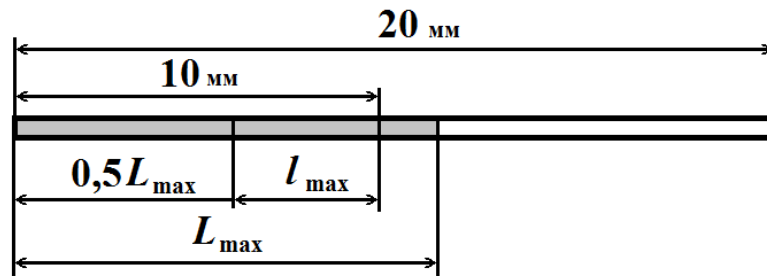


Рис. 2.13. К определению предельного значения параметра l

Таким образом, уровни и интервалы варьирования натуральных значений факторов приведены в табл. 2.7.

Таблица 2.7

Уровни и интервалы варьирования натуральных значений факторов

Факторы	Нижний уровень	Верхний уровень	Основной уровень	Интервал варьирования
$h, \text{м}$	$1 \cdot 10^{-6}$	$7 \cdot 10^{-6}$	$4 \cdot 10^{-6}$	$3 \cdot 10^{-6}$
$q_a, \text{Н/м}^2$	$1 \cdot 10^6$	$175 \cdot 10^6$	$88 \cdot 10^6$	$87 \cdot 10^6$
$\sigma_T, \text{Н/м}^2$	$150 \cdot 10^6$	$400 \cdot 10^6$	$275 \cdot 10^6$	$125 \cdot 10^6$
$l, \text{м}$	0	0,00415	0,002075	0,002075

В качестве выходного параметра численного эксперимента рассматривалось значение $\Delta T, ^\circ\text{К}$. Поскольку погрешность могла быть внесена на этапе определения ΔT по графикам изменения температуры при прохождении тепловым потоком псевдосреды, то результаты численного моделирования обрабатывались 3-хкратно.

Уравнение регрессии для 4-х выбранных факторов находилось в виде

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_4 x_4 \quad (2.5)$$

Зависимость кодированных величин x_i от натуральных значений факторов:

$$x_1 = \frac{h - 4 \cdot 10^{-6}}{3 \cdot 10^{-6}}; \quad x_2 = \frac{q_a - 88 \cdot 10^6}{87 \cdot 10^6}; \quad x_3 = \frac{\sigma_T - 275 \cdot 10^6}{125 \cdot 10^6}; \quad x_4 = \frac{l - 0,002075}{0,002075}. \quad (2.5^*)$$

Матрица планирования ПФЭ типа 2^4 и результаты опытов показаны в табл. 2.8.

Таблица 2.8

Матрица планирования ПФЭ типа 2^4 и результаты опытов

№ опыта	Факторы				Параллельные опыты		
	x_1	x_2	x_3	x_4	y_1	y_2	y_3
1	-	-	-	-	0,18	0,16	0,15
2	+	-	-	-	0,89	0,89	0,87
3	-	+	-	-	0,025	0,02	0,04
4	+	+	-	-	0,09	0,13	0,15
5	-	-	+	-	0,17	0,18	0,16
6	+	-	+	-	0,92	0,92	0,96
7	-	+	+	-	0,11	0,14	0,12
8	+	+	+	-	0,49	0,46	0,44
9	-	-	-	+	0,17	0,18	0,18
10	+	-	-	+	0,98	0,97	0,97
11	-	+	-	+	0,06	0,06	0,06
12	+	+	-	+	0,23	0,25	0,21
13	-	-	+	+	0,175	0,19	0,19
14	+	-	+	+	1,0	1,01	1,0
15	-	+	+	+	0,11	0,13	0,125
16	+	+	+	+	0,54	0,53	0,54

Полученные исходные данные были обработаны с использованием пакета MS Excel «Регрессия». Выше была получена модель с учетом четырех факторов ПФЭ 2^4 .

Применение метода наименьших квадратов (МНК), *t*-тестов, *F*-тестов для оценки регрессии оправдано лишь в том случае, когда ошибки (остатки) регрессии ε_i имеют нулевое математическое ожидание и одинаковую дисперсию. Свойство одинаковой дисперсии ошибки ε_i называется **гомоскедастичностью**. Если дисперсии ошибки различны для разных наблюдений (разных X_i), это явление называется **гетероскедастичностью**. Поэтому необходима статистическая оценка остатков регрессии. Избежать подобной неопределенности эксперимента позволяет использование технологии корреляционного и регрессионного анализа в среде MS Excel или LibreOffice [71, 83].

Средствами надстройки программы «Пакет анализа» с использованием встроенных функций Мастера функций, инструментов «Корреляция» и «Регрессия» на основе метода наименьших квадратов выполним численную оценку параметров линейной регрессионной модели без учета взаимодействий факторов и проверку её качества по плану ПФЭ 2^4 (рис.2.14).

На рис.2.14 в табл.1 приведены уровни и интервалы варьирования факторов, а в табл.2 – матрица планирования полного факторного эксперимента ПФЭ 2^4 в кодированном виде и правило чередования знаков в строках матрицы. В столбце $G11:G26$ приведены опытные результаты измерений зависимой переменной $\Delta T = Y_{оп}$.

С помощью встроенной функции «Корреляция» в табл.3 и табл.4 (рис. 2.14) выполнена сравнительная оценка значимости и отсева части факторов путем анализа парных коэффициентов линейной корреляции $r_{y,x}$. Анализ таблиц показал, что факторы X_1-X_4 между собой линейно независимы, наибольшее значимое прямое влияние на изменение температуры ΔT в зоне контакта оказывает фактор X_1 и обратное чуть менее значимое влияние - фактор X_2 . Факторы X_3 и X_4 существенно меньше связаны с функцией отклика Y .

Оценим значимость коэффициентов корреляции r_{x_3y} и r_{x_4y} . С этой целью рассмотрим две гипотезы. Основную $H_0: r_{xy}=0$ и альтернативную $H_1: r_{xy} \neq 0$. Для проверки нулевой гипотезы рассчитаем соответственно в ячейках $H38$ и $H39$ t -статистику Стьюдента по формуле [59]:

$$t_{набл} = \sqrt{\frac{r^2(n-2)}{1-r^2}}, \quad (2.6)$$

где n – число строк матрицы, $n = 2^4 = 16$.

Сравним полученное значение с критическим значением $t_{кр}(v, \alpha)$ распределения Стьюдента с помощью встроенной функции СТЬЮДРАСПОБР (v, α) при числе степеней свободы $v = n - 2 = 14$ и уровне значимости $\alpha = 0,05$: $t_{кр}(0,05; 14) = 2,145$. Так как $t_{(x_3y)} = 0,611 < 2,145$ и $t_{(x_4y)} = 0,269 < 2,145$, то нет оснований отказаться от нулевой гипотезы $r_{xy} = 0$ и поэтому найденные коэффициенты корреляции незначимы.

Определим частные коэффициенты корреляции и тесноту их связи с функцией отклика

$$r_{y x_i / x_j} = \frac{r_{y x_i} - r_{y x_j} r_{x_i x_j}}{\sqrt{(1 - r_{y x_j}^2) \cdot (1 - r_{x_i x_j}^2)}}, \quad (2.7)$$

$$r_{y x_1 / x_2} = 0,853; r_{y x_1 / x_3} = 0,747; r_{y x_1 / x_4} = 0,739 \quad \text{теснота связи высокая.}$$

$$r_{y x_2 / x_1} = -0,743; r_{y x_2 / x_3} = -0,508; r_{y x_2 / x_4} = -0,503 \quad \text{теснота связи умеренная.}$$

$$r_{y x_3 / x_1} = 0,238; r_{y x_3 / x_2} = 0,186; r_{y x_3 / x_4} = 0,161 \quad \text{теснота связи низкая.}$$

$r_{yx_4/x_1} = 0,106$; $r_{yx_4/x_2} = 0,083$; $r_{yx_4/x_3} = 0,073$ теснота связи низкая.

Низкая теснота связи частных коэффициенты корреляции подтверждает незначимость факторов X_3 и X_4 .

Получим модель регрессии и оценим коэффициенты уравнения множественной линейной регрессии без учета взаимодействия факторов. В среде MS Excel поиск модели регрессии чаще всего осуществляется следующими способами:

- с помощью встроенной функции ЛИНЕЙН;
- с помощью инструмента «Регрессия» из Пакета анализа;
- графическим способом – построением линии тренда на диаграмме с показом уравнения регрессии и расчетного значения коэффициента детерминации R^2 .

Статистическая функция ЛИНЕЙН (Y ; X_i ; константа; статистика) возвращает линейное уравнение регрессии, позволяет оценить коэффициенты уравнения множественной линейной регрессии в виде $y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i$ и получить данные для оценки достоверности. В столбце H11:H26 табл.2 приведены результаты $\Delta T = Y_{регp}$, полученные по уравнению

$$Y_{регp} = 0,386 + 0,257X_1 - 0,175X_2 + 0,056X_3 + 0,025X_4. \quad (2.8)$$

Приведено расчетное значение коэффициента детерминации R^2 , которое показывает долю вариации изменения температуры в зоне контакта $\Delta T = Y_{регp}$, находящейся под воздействием выбранных независимых факторов X_i . Значение $R^2 = 0,827$ показывает, что примерно 83% вариации ΔT определяется значениями факторов $X_1 - X_4$ на основании полученной множественной линейной функции регрессии. В качестве меры точности регрессии принимают несмещенную оценку дисперсии остаточной компоненты, определяемую как отношение суммы квадратов уровней остаточной компоненты (ячейка J27 в табл.2 рис. 2.14) к величине $(n - k - 1)$, где k – количество факторов, включенных в модель (ячейка J28). Корень квадратный из этой величины называется стандартной ошибкой оценки регрессии $S_e = 0,175$ (ячейка J29). Аналогичный результат, полученный с помощью статистической функции ЛИНЕЙН, приведен в ячейке C37.

Оценим достоверность самой величины R^2 с помощью F распределения, которое определяет α – вероятность того, что зависимость y от x отсутствует. Статистическая функция Excel ФРАСП ($F_{расч}$; k ; df) возвращает величину α ; следовательно, $(1 - \alpha)$ – вероятность того, что такая зависимость существует. Значение числа степеней свободы $df = n - (k + 1)$ приведено в ячейке C38. В табл.5 (рис. 2.14) в ячейке B38 приведено расчетное значение F -критерия, а табл.6 (рис. 2.14) в ячейке G43 приведен результат оценки достоверности величины α : близкое к единице значение $(1 - \alpha)$ свидетельствует о достоверности полученного уравнения регрессии.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	
3	Таблица 1. Уровни и интервалы варьирования факторов										
4	Уровни факторов		$x1=h$	$x2=q$	$x3=\sigma$	$x4=l$					
5	Верхний	1	7	175	400	4,15					
6	Нижний	-1	1	1	150	0					
7	Основной	0	4	88	275	2,075					
8	Интервал варьирования Δx_i	Δx_i	3	87	125	2,075					
9	Таблица 2. Матрица ПФЭ 2^4 (-1), а, b, ab, c, ac, bc, abc, d, ad, bd, abd, cd, acd, bcd, abcd										
10	№ опыта	X0	X1	X2	X3	X4	Yоп	Yрег	$(Y_{оп}-Y_{рег})^2$	$(Y_{рег.ср}-Y_{рег})^2$	
11	1	1	-1	-1	-1	-1	0,163	0,222	0,0035	0,0267	
12	2	1	1	-1	-1	-1	0,883	0,737	0,0213	0,1233	
13	3	1	-1	1	-1	-1	0,028	-0,128	0,0243	0,2638	
14	4	1	1	1	-1	-1	0,123	0,387	0,0696	0,0000	
15	5	1	-1	-1	1	-1	0,17	0,335	0,0271	0,0026	
16	6	1	1	-1	1	-1	0,933	0,849	0,0070	0,2148	
17	7	1	-1	1	1	-1	0,123	-0,015	0,0192	0,1610	
18	8	1	1	1	1	-1	0,463	0,499	0,0013	0,0129	
19	9	1	-1	-1	-1	1	0,177	0,272	0,0091	0,0129	
20	10	1	1	-1	-1	1	0,973	0,787	0,0346	0,1610	
21	11	1	-1	1	-1	1	0,06	-0,078	0,0190	0,2148	
22	12	1	1	1	-1	1	0,23	0,437	0,0428	0,0026	
23	13	1	-1	-1	1	1	0,185	0,385	0,0399	0,0000	
24	14	1	1	-1	1	1	1,003	0,899	0,0107	0,2638	
25	15	1	-1	1	1	1	0,122	0,035	0,0076	0,1233	
26	16	1	1	1	1	1	0,537	0,549	0,0002	0,0267	
27							$\Sigma =$	6,173	0,3372	1,6103	
28		$\sigma x_i =$	1,033	1,033	1,033	1,033	Yрег. ср	0,3858	$S^2(y) =$	0,03066	
29							$\sigma y =$	0,36032	Ст. ошибка	$S(y) =$	0,175
30	Таблица 3. Определение значений коэффициентов парной линейной корреляции $\Gamma_{x_i x_j}$										
31	$x1x2$	$x1x3$	$x1x4$	$x2x3$	$x2x4$	$x3x4$	$x1y$	$x2y$	$x3y$	$x4y$	
32	0	0	0	0	0	0	0,738	-0,502	0,161	0,072	
33						Таблица 5	Таблица 4				
34	Определение уравнения линейной регрессии						Проверка значимости коэф. корреляции				
35	b_i	0,025	0,056	-0,175	0,257	0,386	$t_{набл}$	значение	вывод	$t_{кр}(0,05; n-2)$	
36	$S_{b_i} = \sigma_i$	0,0438	0,0438	0,0438	0,0438	0,0438	$t_{(x1y)}$	4,086	значим	2,145	
37	R^2	0,827	0,175	#Н/Д	#Н/Д	#Н/Д	$t_{(x2y)}$	2,171	значим		
38	Fрасч	13,13	11,00	#Н/Д	#Н/Д	#Н/Д	$t_{(x3y)}$	0,611	не значим		
39	SS	1,6103	0,3372	#Н/Д	#Н/Д	#Н/Д	$t_{(x4y)}$	0,269	не значим		
40						Таблица 7	Таблица 6				
41	$Y_{рег} = 0,386 + 0,257X1 - 0,175X2 + 0,056X3 + 0,025X4$						Оценка достоверности R^2 (Fрасч; k; df)				
42	Оценка достоверности коэффициентов уравнения						α	$1-\alpha$	Вывод		
43	$t_i = b_i/\sigma_i$	0,573	1,284	3,999	5,878	8,814	0,00036	0,99964	Уравнение достоверно		
44	β -распр.	0,578	0,226	0,002	0,00011	0,000003					
45	$1-\beta$	0,422	0,774	0,998	0,9999	0,999997					

Рис.2.14. Численная оценка параметров регрессионной модели с помощью функции ЛИНЕЙН

Оценка достоверности коэффициентов уравнения линейной регрессии, выполненная с помощью распределения Стьюдента и статистической функции Excel **СТЬЮДРАСП**, показала (табл.7 рис. 2.14), что достоверность коэффициентов b_3 и b_4 должна быть поставлена под сомнение. Проверка значимости факторов с использованием частных F -критериев Фишера [141] подтвердила, что факторы X_3 и X_4 *не целесообразно* включать в модель.

Тогда уравнение множественной регрессии (2.10) примет вид:

$$Y = a + b_1 X_1 + b_2 X_2 + e_i, \quad (2.9)$$

где e_i – остатки регрессии.

Найдем коэффициенты линейного уравнения регрессии (2.17) с помощью инструмента «Регрессия» пакета Анализ данных (рис.2.15). Факторы X_1 и X_2 выбраны как наиболее тесно связанные с результирующей переменной Y .

На рис. 2.15 приведены результаты использования инструмента «Регрессия» и получено адекватное уравнение регрессии:

$$Y_{регр} = 0,386 + 0,257 X_1 - 0,175 X_2 + e_i. \quad (2.10)$$

Сравнивая результаты регрессии по 2-х факторной модели (2.10) с результатами, полученными с помощью статистической функции ЛИНЕЙН по 4-х факторной модели (2.8), видим, что коэффициенты b_0 , а также b_1 и b_2 при независимых переменных X_1 и X_2 полностью совпадают в обоих случаях.

Выполним оценку остатков регрессии (2.10). В Excel нет встроенных тестов на гетероскедастичность, но можно вручную провести тест Голдфелда–Куандта [169].

Нулевая гипотеза теста – остатки модели гомоскедастичны, альтернативная – остатки гетероскедастичны. Характер графиков остатков (рис.2.15) показывает, что остатки модели примерно одинаковы по модулю и распределены примерно симметрично.

Для численной оценки сначала все наблюдения упорядочим по возрастанию и разделим на три группы: в первой группе имеем $n_1=6$ наименьших значений остатков, в третьей группе имеем $n_2=6$ наибольших значений, наблюдениями средней группы пренебрегаем (рис.2.16).

Расчетная статистика теста Голдфелда–Куандта имеет вид:

$$F_{(n_2-k;n_1-k)} = \frac{ESS_2 / (n_2 - k)}{ESS_1 / (n_1 - k)}, \quad (2.11)$$

где n_1, n_2 - количество наблюдений в каждой группе; k - количество параметров, оцененных в регрессии; статистика имеет F -распределение со степенями свободы числителя $(n_2 - k)$ и знаменателя $(n_1 - k)$.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	
1	Регрессионная статистика		Дисперсионный анализ уравнения: $Y_{регр} = 0,386 + 0,257X_1 - 0,175X_2 + e$							
2	Множественный R	0,892	Параметры	df	SS	MS	F	Значимость F		
3	R-квадрат	0,796	Регрессия	2	1,54971	0,77485	25,323	3,28155E-05		
4	Нормированный R-квадрат	0,764	Остаток	13	0,397777	0,03060				
5	Стандартная ошибка	0,175	Итого	15	1,94748					
6	Наблюдения	16								
7										
8	Параметры	Коэффициенты	Стандартная ошибка	t-статистика	P-Значение	Нижние 95%	Верхние 95%			
9	Y-пересечение	0,386	0,04373	8,822	7,5408E-07	0,291337711	0,480287289			
10	X1	0,257	0,04373	5,884	5,3756E-05	0,162837711	0,351787289			
11	X2	-0,175	0,04373	-4,003	0,00150305	-0,269537289	-0,080587711			
12										
13	ВЫВОД ОСТАТКА									
14	Наблюдение	Предсказанное Y _{оц}	Остатки e	e ²						
15	1	0,3035625	-0,1405625	0,019757816						
16	2	0,8181875	0,0648125	0,00420066						
17	3	-0,0465625	0,0745625	0,005559566						
18	4	0,4680625	-0,3450625	0,119068129						
19	5	0,3035625	-0,1335625	0,017838941						
20	6	0,8181875	0,1148125	0,01318191						
21	7	-0,0465625	0,1695625	0,028751441						
22	8	0,4680625	-0,0050625	2,56289E-05						
23	9	0,3035625	-0,1265625	0,016018066						
24	10	0,8181875	0,1548125	0,02396691						
25	11	-0,0465625	0,1065625	0,011355566						
26	12	0,4680625	-0,2380625	0,056673754						
27	13	0,3035625	-0,1185625	0,014057066						
28	14	0,8181875	0,1848125	0,03415566						
29	15	-0,0465625	0,1685625	0,028413316						
30	16	0,4680625	0,0689375	0,004752379						
31				Σ = 0,397777						



Рис.2.15. Вывод итогов инструмента «Регрессия»

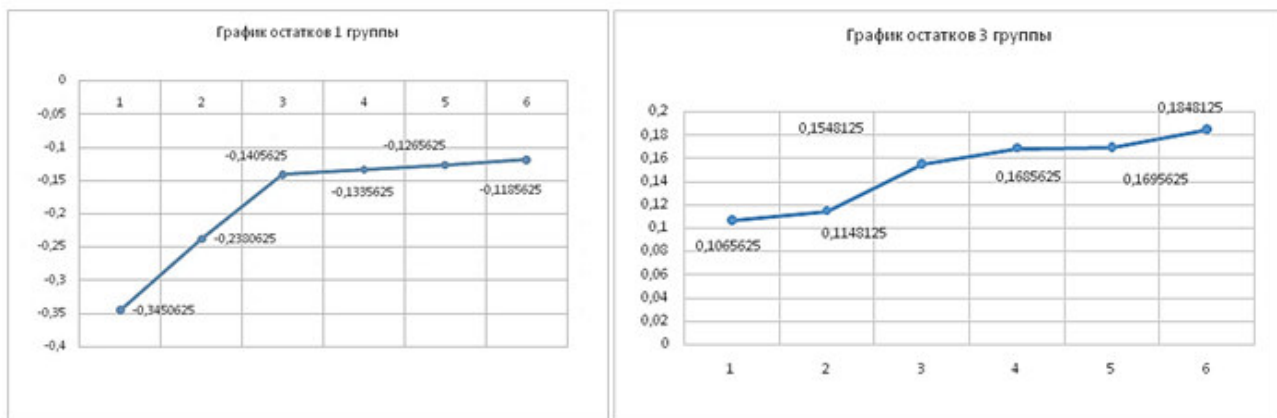


Рис.2.16. Графики остатков регрессии по двум группам

Используя суммы квадратов остатков (ESS) в оцененных регрессиях (табл.2.9), рассчитываем тестовую статистику по формуле (2.11); при этом в числителе - наибольшая из двух дисперсий – «сумма квадратов остатков, деленная на степень свободы» ($ESS_1/(n_1 - k)$ или $ESS_2/(n_2 - k)$). Сравниваем полученное значение $F_{расч}$ с критическим $F_{кр}$ при выбранном уровне значимости $\alpha = 0,05$. Если значение $F_{расч}$ превышает критическое $F_{кр}$, то нулевая гипотеза о гомоскедастичности

отклоняется и в остатках модели присутствует гетероскедастичность. Иначе ($F_{расч} < F_{кр}$) остатки модели признаются гомоскедастичными.

Таблица 2.9

Проверка остатков модели регрессии на гомоскедастичность

Ранжированные остатки первой группы e_i	e_i^2	Ранжированные остатки третьей группы e_i	e_i^2
-0,3450625	0,119068129	0,1065625	0,011355566
-0,2380625	0,056673754	0,1148125	0,01318191
-0,1405625	0,019757816	0,1548125	0,02396691
-0,1335625	0,017838941	0,1685625	0,028413316
-0,1265625	0,016018066	0,1695625	0,028751441
-0,1185625	0,014057066	0,1848125	0,034155566
ESS ₂ = 0,243413773		ESS ₁ = 0,139824805	

Рассчитаем по формуле (2.19) F -статистику:

$$F_{(n_2-k; n_1-k)} = \frac{0,2434 / (6-3)}{0,1398 / (6-3)} = 1,741.$$

С помощью встроенной функции ФРАСПОБР ($\alpha; n_1-k; n_2-k$) имеем $F_{кр(0,05; 3; 3)} = 9,277$. Так как $F_{расч} < F_{кр}$, то нет оснований отвергнуть нулевую гипотезу о гомоскедастичности остатков модели регрессии.

Проведем анализ статистической эквивалентности построенных моделей (2.8) и (2.10) посредством сравнения их остаточных дисперсий. Для сравнения остаточных дисперсий $S_{ост1}^2$ (ячейка E4, рис.2) и $S_{ост2}^2$ (ячейка C39, рис.1) вычисляется статистика:

$$F = \frac{\max(0,3977; 0,3372)}{\min(0,3977; 0,3372)} = \frac{0,3977}{0,3372} = 1,179.$$

При $\alpha = 0,05$, $\nu_1 = n-k-1 = 16-2-1=13$ и $\nu_2 = n-k-1 = 16-4-1=11$ с помощью встроенной функции ФРАСПОБР находим $F_{кр(0,05; 13; 11)} = 2,761$. Так как расчетное $F < F_{кр}$, то обе модели (2.8) и (2.10) одинаково адекватно описывают результаты эксперимента, но предпочтение следует отдать более простой модели (2.10), имеющей меньшее число коэффициентов. В противном случае, если $F > F_{кр}$, предпочтение следует отдать модели с меньшей остаточной дисперсией.

Запись математической модели в реальных физических величинах:

$$x_1 = \frac{h - 4 \cdot 10^{-6}}{3 \cdot 10^{-6}}; x_2 = \frac{q_a - 88 \cdot 10^6}{87 \cdot 10^6}$$

$$\Delta T = 0,221 + 0,085 \cdot 10^6 h - 0,002 \cdot 10^{-6} q_a, \text{ } ^\circ\text{К.} \quad (2.12)$$

2.3. Контактное термическое сопротивление псевдосреды

Введение в зону контакта при моделировании псевдослоя толщиной h позволяет представить зону фактического контакта (ЗФК) (рис. 2.17) в виде следующей модели (рис. 2.18).



Рис. 2.17. Формирование зон фактического контакта в плоском стыке

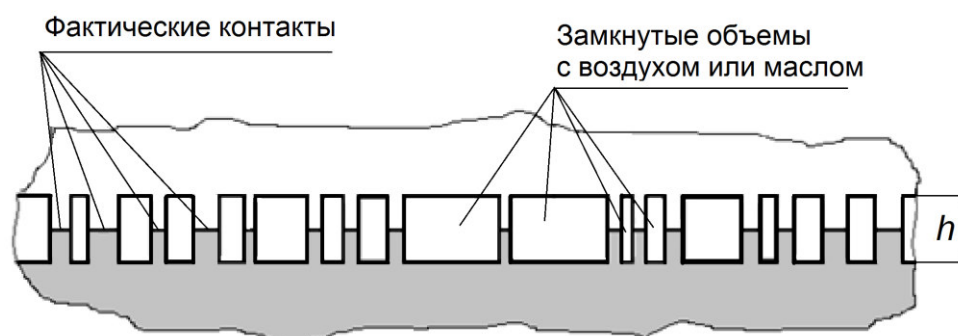


Рис. 2.18. Представление плоского стыка в виде псевдослоя толщиной h

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) $\sigma_{\text{В}}$:

$$\sigma_{\text{ПС}} = \sum \sigma_{\text{ЗФК}} + \sum \sigma_{\text{В}}, \quad (2.13)$$

$$\text{где } \sigma_{\text{ПС}} = \frac{\lambda_{\text{ПС}} A_a}{h}; \quad \sum \sigma_{\text{ЗФК}} = \frac{\lambda_{\text{ФК}} A_r}{h}; \quad \sum \sigma_{\text{В}} = \frac{\lambda_{\text{В}} (A_a - A_r)}{h};$$

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

$$\lambda_{\text{ПС}} = \eta \left[\lambda + \lambda_B \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \right] \quad (2.14)$$

или

$$\lambda_{\text{ПС}} = \eta \left[\lambda + \lambda_B \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \right] = \lambda \eta + \lambda_B - \lambda_B \eta = \eta(\lambda - \lambda_B) + \lambda_B. \quad (2.15)$$

В соответствии с данными работы [170, 171]

$$A_r = \frac{0,48075}{\sigma_T} A_a q_a, \quad (2.16)$$

где σ_T - предел текучести контактирующих материалов, откуда:

$$\eta = \frac{0,48075}{\sigma_T} q_a. \quad (2.17)$$

Тогда

$$\lambda_{\text{ПС}} = \frac{0,48075}{\sigma_T} q_a (\lambda - \lambda_B) + \lambda_B. \quad (2.18)$$

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

Учитывая, что ЗФК вследствие наличия макроотклонений сосредоточены в области контурных площадей [170, 171] и что ЗФК состоят из комбинации фактических контактов микронеровностей и замкнутых объемов, заполненных воздухом или маслом (рис. 2.18) значение КТС вычисляется с использованием зависимостей (2.12) и (2.18):

$$R = \frac{\Delta T \cdot \lambda}{q \cdot \lambda_{\text{ПС}}} = \frac{\lambda \sigma_T (0,31 + 0,118 \cdot 10^6 h - 0,0028 \cdot 10^{-6} q_a)}{0,48075 q_a (\lambda - \lambda_v) + \lambda_v \sigma_T}, \quad (2.19)$$

где q - тепловой поток.

2.4. Выводы

1. В связи со значительным числом факторов, влияющих на формирование контактного термического сопротивления, и различием весомости их действия

предложено для их всестороннего учета в тепловой модели соединений деталей использовать псевдослой (псевдосреду), состоящий из площадок фактического контакта и полостей, заполненных воздухом или маслом.

2. Для определения факторов, оказывающих доминирующее влияние на контактное термическое сопротивление, была разработана плоская численная модель с псевдосредой в зоне контакта и проведен ряд однофакторных экспериментов, в результате которых были выделены следующие значимые факторы: толщина псевдосреды, номинальное давление в контакте; предел текучести контактирующего материала; параметр, определяющий расположение зоны фактического контакта.

3. На основании проведения полно-факторного эксперимента типа 2^4 была разработана регрессионная модель изменения температуры в зоне контакта. Установлено, что доминирующее влияние на контактное термическое сопротивление псевдосреды оказывают два фактора: толщина псевдосреды и номинальное давление в контакте.

4. С помощью инструмента MS Excel «Регрессия» получено адекватное линейное уравнение множественной регрессии для двух факторов. С помощью теста Голдфелда–Куандта доказана гомоскедастичность остатков регрессии. Анализ статистической эквивалентности построенных линейных моделей 2^4 и 2^2 без учета взаимодействия факторов показал, что обе модели одинаково адекватно описывают результаты эксперимента, но предпочтение следует отдать более простой модели, имеющей меньшее число коэффициентов.

5. На основании регрессионной зависимости изменения температуры в зоне контакта получено выражение для контактного термического сопротивления псевдосреды.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА КТС ПЛОСКОГО СТЫКА

3.1. Экспериментальная установка и методика проведения исследований

Целью проведения экспериментов было определения влияния качества контактирующих поверхностей образцов на прохождение через плоский контакт теплового потока, т.е. контактного термического сопротивления.

Для эксперимента были изготовлены стальные образцы с размерами $L \times V \times H = 40 \times 20 \times 10$ мм.

В одном образце было просверлено отверстие $\varnothing 4,4$ мм для размещения в нем нагревательного элемента в виде медного стержня $\varnothing 4$ мм (рис.3.1).

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

Значение КПД η_p преобразования электрической мощности в тепловую оценивался с учетом следующего. Поскольку источник тепла был вынесен из зоны нагрева (рис.3.4), а тепло в образец передавалось с помощью медного стержня $\varnothing 4$ мм, имеющего значительную протяженность, то значение η_p принималось равным 0,35.

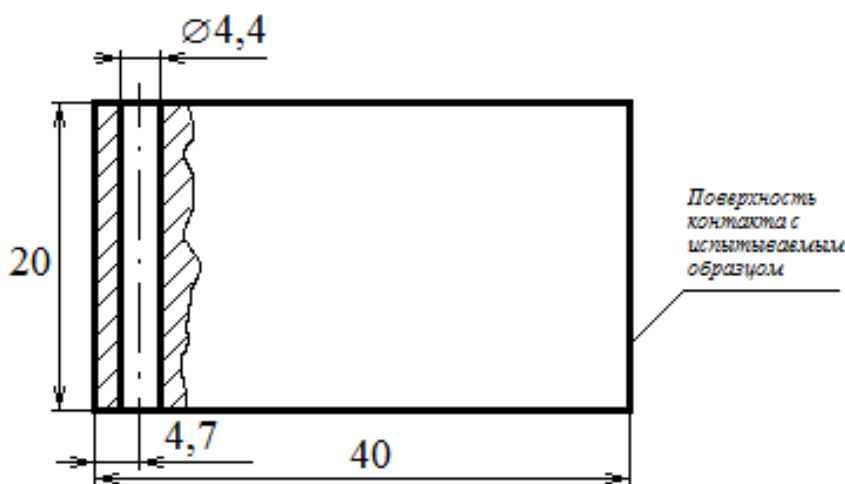


Рис. 3.1. Образец для теплового источника

При проведении экспериментов образец с источником тепла контактировал с образцами, имеющими различную шероховатость поверхности контакта и макрорасклонения (рис. 3.2).

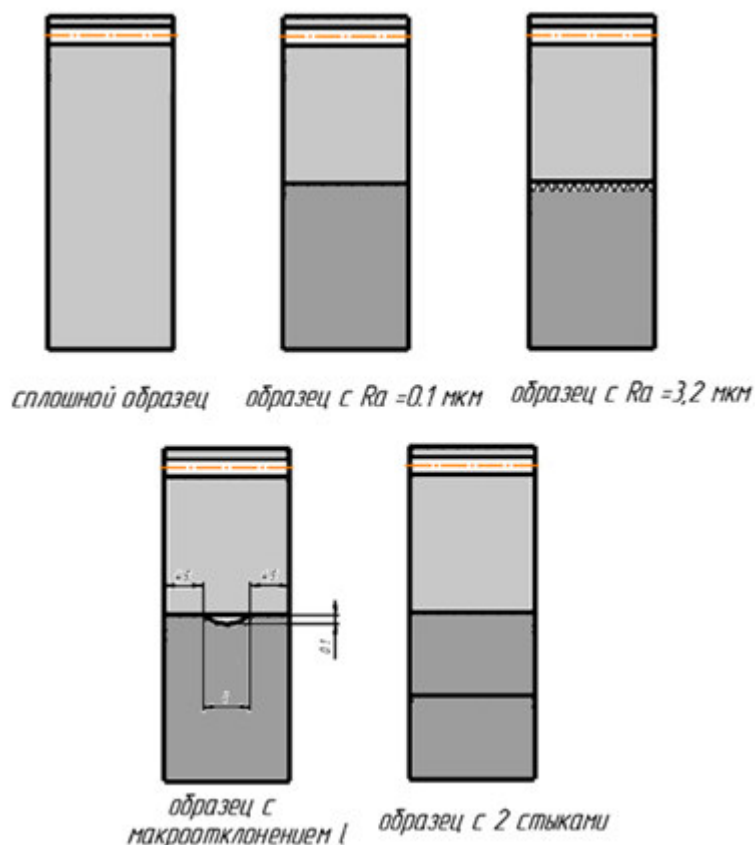


Рис. 3.2. Схемы исследуемых образцов

Материал образцов - Сталь 15, что определялось с помощью оптического эмиссионного спектрометра ДФС-500 (Приложение А).

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 7..10 мм, на которых в последующем могла фиксироваться температура в зоне расположения источника и в конце распространения потока в образцах.

Для оценки влияния давления в контакте пара образцов закреплялась в тисках, которыми создавалось усилие сжатия образцов. Схема установки образцов показана на рис. 3.3. Губки тисков были теплоизолированы от образцов листовым тектолитом толщиной 10 мм и 5-мм фанерой. С целью оценки эффективности тепловой защиты были замерены температуры на зажимных элементах тисков через 40 минут после начала нагрева, когда происходила стабилизации температуры (рис.3.4).

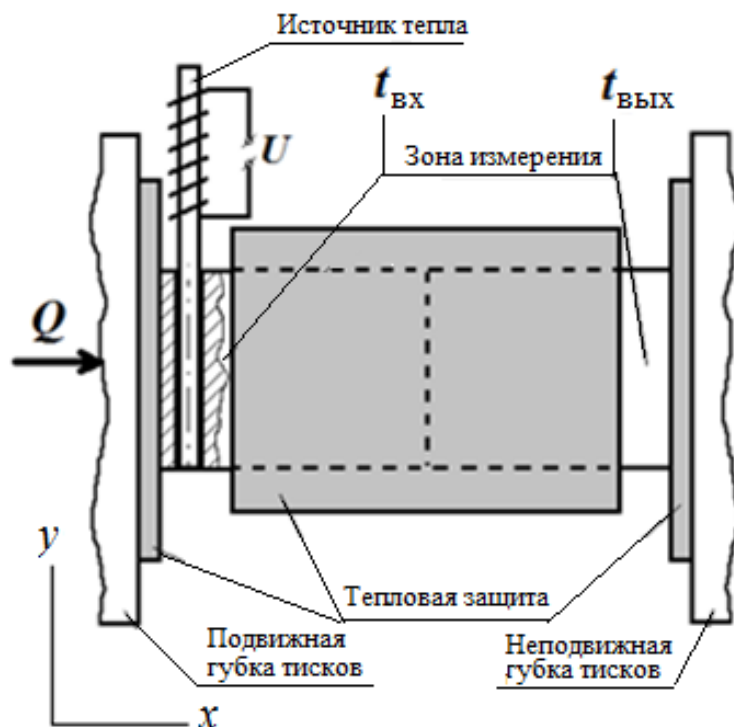


Рис. 3.3. Схема экспериментальной установки с составным образцом

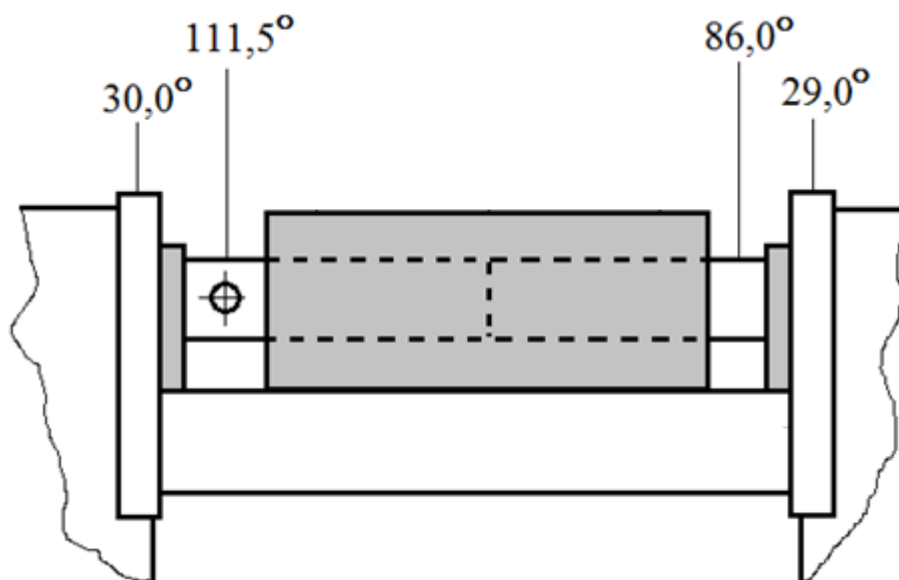


Рис. 3.4. Эффективность теплоизоляции при испытаниях (~ 40 минут нагрева)

Для определения усилия Q тиски были предварительно оттарированы по прилагаемому моменту на винте тисков.

Для тарировки использовался динамометр ДОСМ-1, у которого наибольшая предельная нагрузка 10000 Н (рис. 3.5).

Тарировочный график, полученный в результате 5-кратных измерений, приведен на рис. 3.6 показал линейную зависимость силы сжатия губок тисков от крутящего момента на винте тисков.

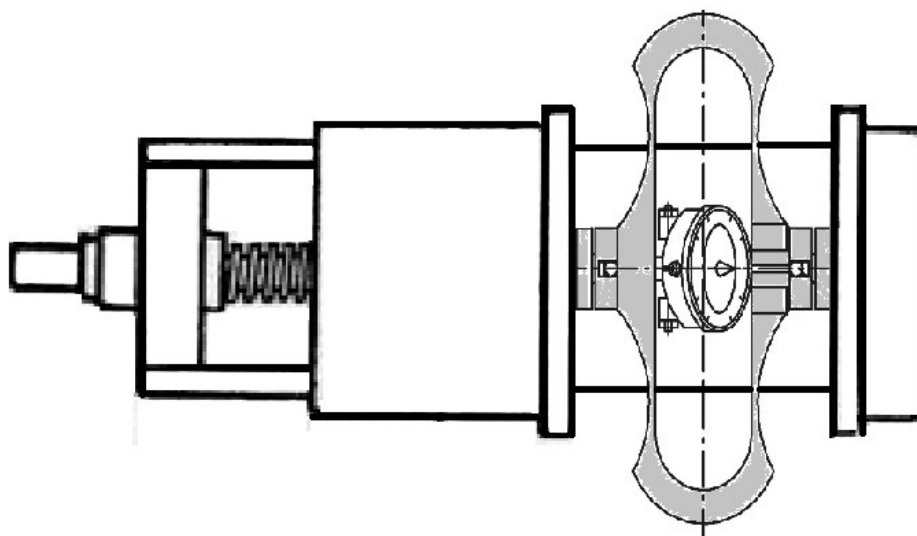


Рис. 3.5. Тарировка тисков

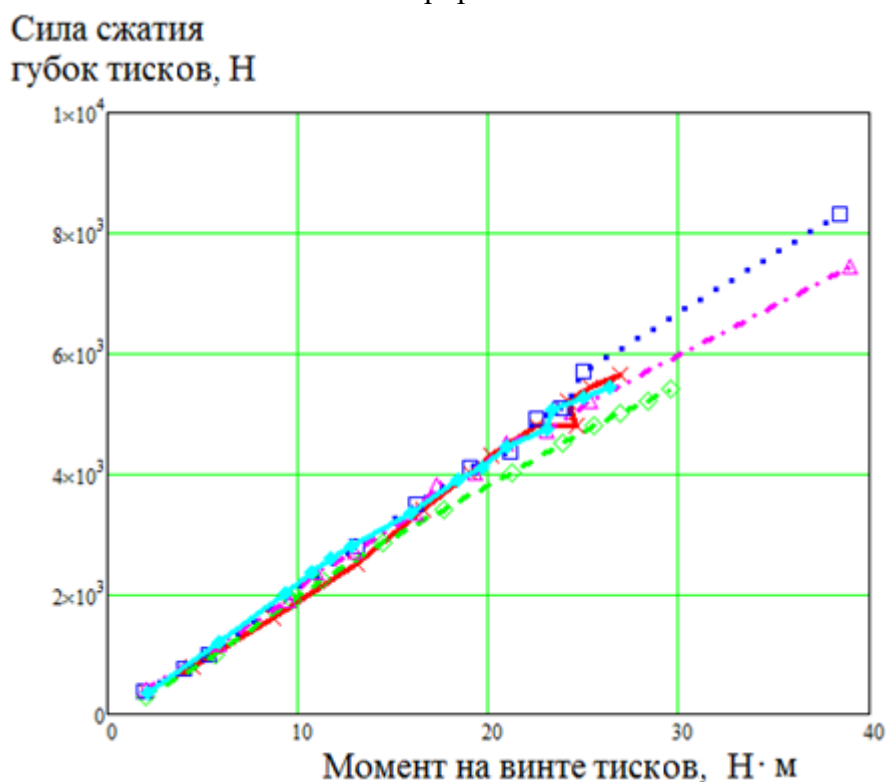


Рис. 3.6. Тарировочные графики тисков для пяти испытаний

Результаты построения линейной регрессии при обработке тарировочных испытаний тисков методом наименьших квадратов приведены на рис. 3.7. Уравнение линейной регрессии получено в следующем виде:

$$F = 8,454 + 204,432 \cdot M ,$$

где F - сила сжатия губок тисков, Н;

M - момент на винте тисков, Нм.

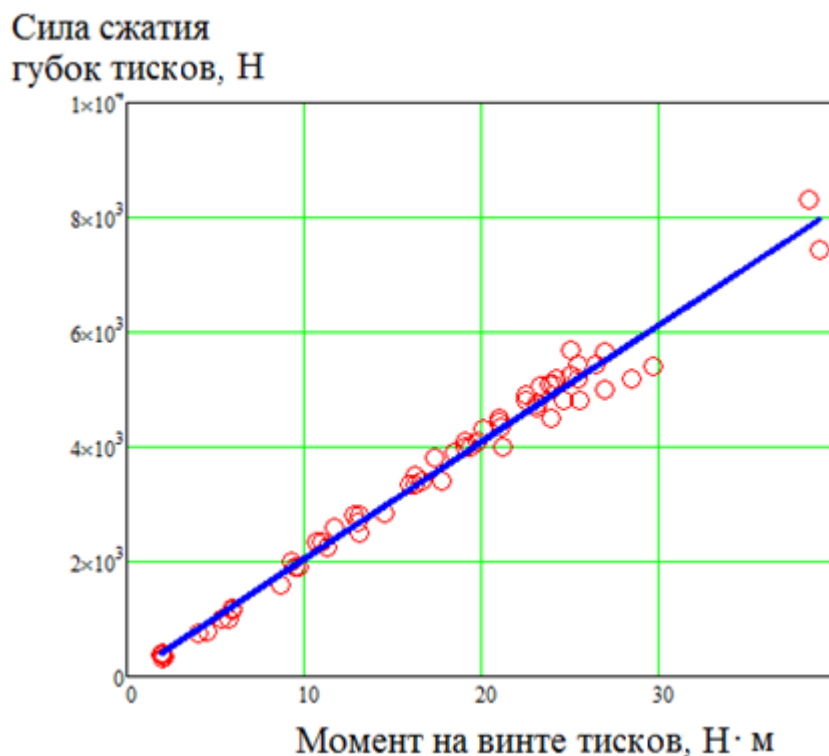


Рис. 3.7. Линейная регрессия тарировочных испытаний тисков

Так как открытые участки образцов по возможности делались минимального размера, чтобы уменьшить конвекцию, то использовать контактные методы контроля образцов не имелось возможности вследствие значительных размеров измерительного наконечника контактных термометров. Образцы для экспериментальной установки показаны на рис. 3.8.

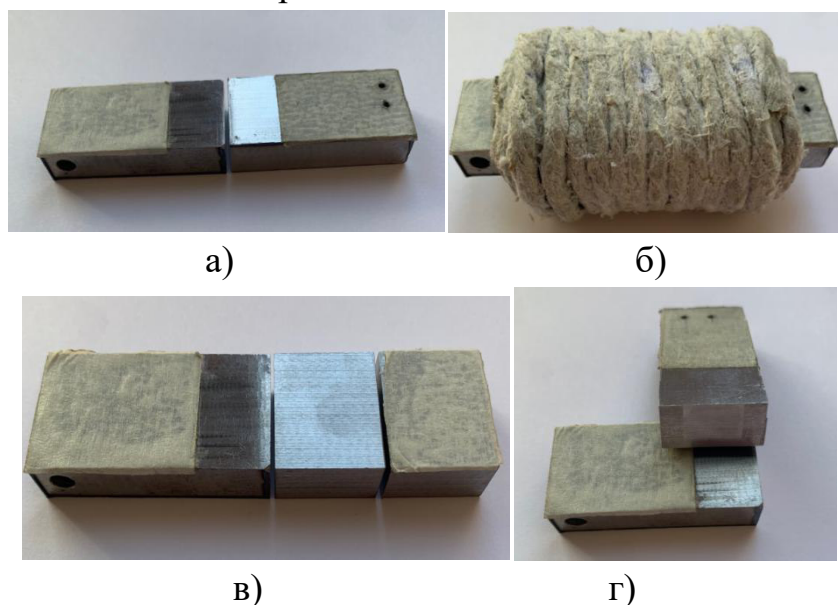


Рис. 3.8. Фото экспериментальных образцов: а) образец с одним стыком с микроотклонениями; б) образцы в теплоизоляции; в) образец с двумя стыками; г) образец с искусственным макроотклонением

Поэтому измерение температуры на открытых участках образцов осуществлялось бесконтактным методом с помощью поверенного пирометра DT-8833 (Приложение Б), позволяющего проводить дистанционные измерения температуры объектов без непосредственного контакта с ними. Прибор обеспечивает измерение с разрешением $0,1^{\circ}\text{C}$ и погрешностью измерения $\pm(1,5\% \pm 2^{\circ}\text{C})$ в диапазоне $(-20\dots 200)^{\circ}\text{C}$.

Используемая модель пирометра позволяет мерить температуру поверхностей также контактным методом при помощи термопары. Были проведены сравнительные испытания замеров бесконтактным и контактным методом. Замеры температуры термопарой производились на открытых участках образцов, в отверстиях глубиной 2 мм и 5 мм. Максимальная разница результатов замеров температуры составила $1\dots 2^{\circ}\text{C}$.

Для получения температуры бесконтактным методом необходимо учитывать коэффициент излучения (коэффициент диффузии), максимальное значение которого равно 1,0 и который зависит от контролируемого материала, его состава и качества поверхности и характеризует степень способности материала излучать (выделять) инфракрасное излучение. Значительно число влияющих факторов создает существенный разброс в возможных значениях коэффициента. Например, для стали коэффициент излучения составляет $0,35\dots 0,95$. Особенно большие неточности измерения могут иметь место при попытке контроля температуры на бликовой или полированной металлической поверхности. Гладкие, блестящие, отражающие и/или отполированные поверхности, в основном, обладают более низким коэффициентом излучения, чем матовые, структурные, шероховатые, подвергшиеся атмосферным воздействиям и/или исцарапанные поверхности одного и того же материала. [70].

Несмотря на то, что используемый пирометр позволяет менять коэффициент излучения в пределах от 0,1 до 1,0, определить его точное значение можно только сравнивая значения, полученные контактным и бесконтактным методами, что для множества используемых в эксперименте образцов и ограниченной контролируемой площади представляет значительные трудности. Поэтому для приближения указанного коэффициента к 0,95, установленного в пирометре по умолчанию, руководство по эксплуатации пирометра рекомендует [70]:

- приклеить к измеряемому объекту кусок самоклеющейся пленки;
- покрыть измеряемый объект покрытием или краской с известным коэффициентом излучения;
- покрыть измеряемый объект толстым слоем ($> 0,13$ мм) теплостойкого масла ($\epsilon \approx 0.82$).
- покрыть измеряемый объект толстым слоем сажи ($\epsilon \approx 0.95$).

Возможность использования такой подготовки поверхности была оценена экспериментально, когда на отдельном образце, используемом в экспериментах, были выделены четыре участка, три из которых были заклеены соответственно малярной лентой, прозрачным скотчем и закрашены черной матовой краской. Четвертый участок представлял блестящую поверхность образца. После нагрева образца до произвольно выбранной температуры в диапазоне (40...80)°С были получены следующие результаты замеров на четырех участках (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Подготовка поверхности для измерения температуры бесконтактным методом

Покрытие измеряемой поверхности	Показания пирометра, °С		
	Опыт 1	Опыт 2	Опыт 3
Скотч	56	43	64
Краска	61	46	75
Малярная лента	56	43	64
Без покрытия	37	36	40

Поскольку белая бумага обладает коэффициентом излучения приблизительно 0,95 (то есть только 5% окружающего излучения отражается от поверхности измерения), то в дальнейшем использовалось покрытие поверхностей измерения светлым малярным скотчем.

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 DT-8833 оптическое разрешение (коэффициент визирования) (отношение расстояния до объекта измерения к размеру измерительного пятна) составляет 13:1, то измерительное пятно имело диаметр ~ 1 мм. Это обстоятельство учитывалось при выборе размеров зоны измерения (рис. 3.3), которая по правилам использования пирометров должна быть как минимум в 2 раза больше размера измерительного пятна. Настройка пирометра на измеряемую точку осуществлялась по лазерному указателю, которым оснащен пирометр DT-8833.

Для изучения влияния номинального давления в стыке на контактное термическое сопротивление к винту тисков последовательно прикладывался момент, создаваемый следующим набором грузов, подвешиваемых к рычагу длиной 360 мм, закрепленному на винте тисков: 1,3; 2,3; 4,04; 5,04; 6,04; 9,14; 9,63; 10,63; 11,63 кг, в результате чего тиски обеспечивали усилие сжатия соответственно 417; 1153; 2437; 3173; 3909; 6195; 6550; 7286; 8022 Н.

Как показали предварительные эксперименты (рис.3.9) при постоянном давлении в контакте образцов разность температур $\Delta t = t_1 - t_2$ практически не изменяется с течением времени (в пределах 45 минут - время проведения испытания).

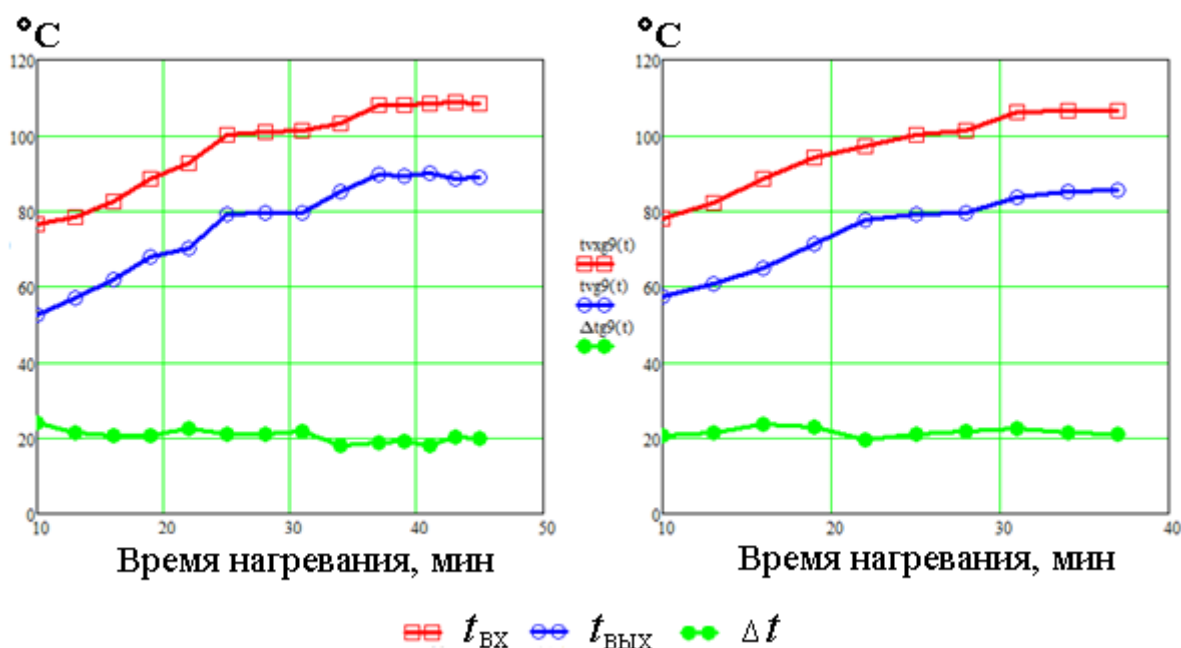


Рис. 3.9. Стабилизация температуры для составного образца при силе сжатия губок тисок 8022Н для двух испытаний

3.2. Влияние номинального давления в стыке и количества стыков на КТС

Влияние номинального давления в стыке на КТС подтверждается сравнением регрессионных зависимостей для составного и сплошного образцов (рис. 3.10): для сплошного образца регрессионная зависимость, построенная по результатам экспериментальных данных, дает почти горизонтальную прямую, то есть величина $\Delta t = t_{BX} - t_{BYX}$ не меняется с усилием сжатия губок тисков.

Полученные зависимости по снижению разницы Δt с увеличением силы сжатия могут быть объяснены увеличением площади фактического контакта с ростом силы Q (и соответственно давления q_a в стыке), что обеспечивает снижение контактного термического сопротивления.

Для оценки влияния количества стыков эксперименты проводились для двух условий:

- контакт двух образцов ($L \times V \times H = 40 \times 20 \times 10$ мм) с контактом по поверхностям 20×10 мм с $R_{a1} = R_{a2} = 0,1$ мкм;

-контакт трех образцов (один - $L \times V \times H = 40 \times 20 \times 10$ мм и два - $L \times V \times H = 20 \times 20 \times 10$ мм) с двумя контактами по поверхностям 20×10 мм с $R_{a1} = R_{a2} = 0,1$ мкм.

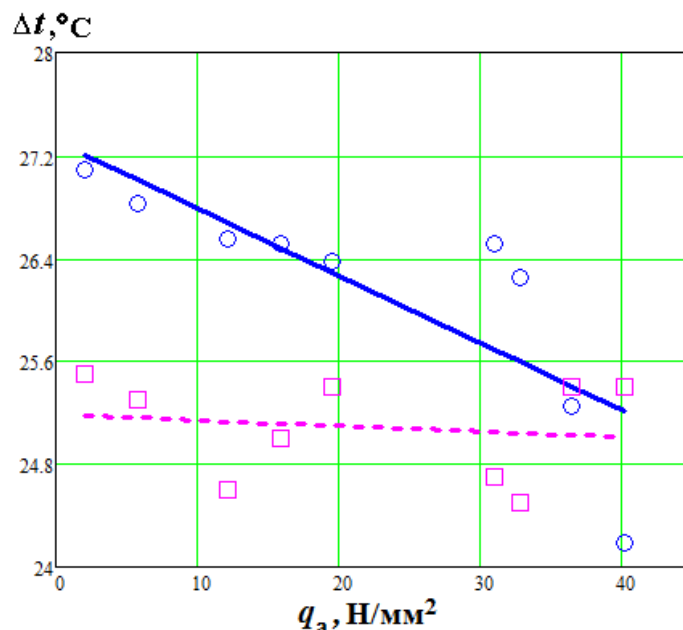


Рис. 3.10. Сравнение значений $\Delta t = t_{BX} - t_{BЛX}$ составного (сплошная линия) и сплошного образцов (пунктирная линия) и их линейных регрессионных моделей

Приведенный график (рис. 3.11) подтверждает суммирование КТС при последовательном прохождении тепловым потоком нескольких стыков и необходимость учета КТС при оценке распространения тепловых потоков в сборочных станочных единицах.

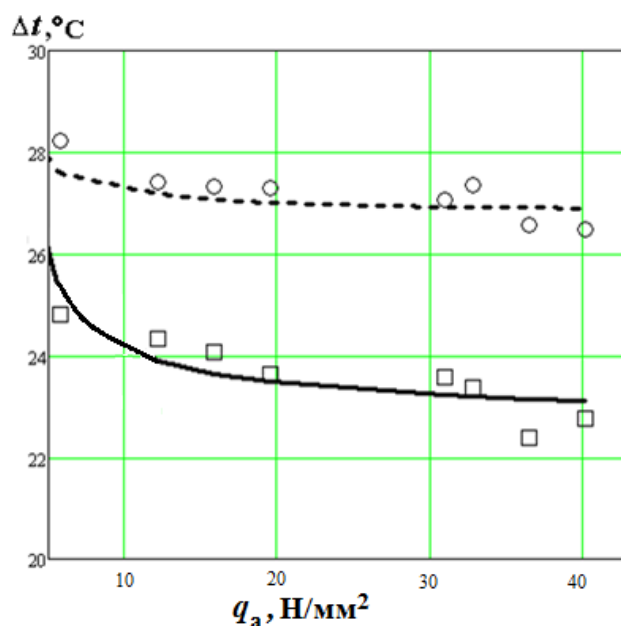


Рис. 3.11. Сравнение гиперболических регрессионных зависимостей: сплошная линия – контакт двух образцов; пунктирная линия – контакт трех образцов

3.3. Влияние макро- и микроотклонений в стыке на КТС

Для оценки влияния макроотклонений на КТС с образцом для теплового источника, используемого в предыдущих опытах ($R_{a1}=0,1$ мкм), контактировал образец с $R_{a2}=0,1$ мкм, имеющий контактную поверхность с искусственным макроотклонением, выполненным в виде симметрично расположенной на контактной поверхности лунки максимальной глубиной 0,1 мм (рис. 3.2).

Пересечение кривых (рис. 3.12) может быть объяснено формированием КТС за счет линий стягивания: при малых сжимающих усилиях образца с искусственным макроотклонением тепловые потоки стягиваются к двум зонам по краям контакта, тогда как для сплошного контакта стягивание происходит к контурным площадям, расположенным на всей поверхности контакта. Однако по мере увеличения усилия сжатия картина выравнивается за счет увеличения зон фактического контакта на сплошном контакте и соответственно уменьшения контурных зон контакта.

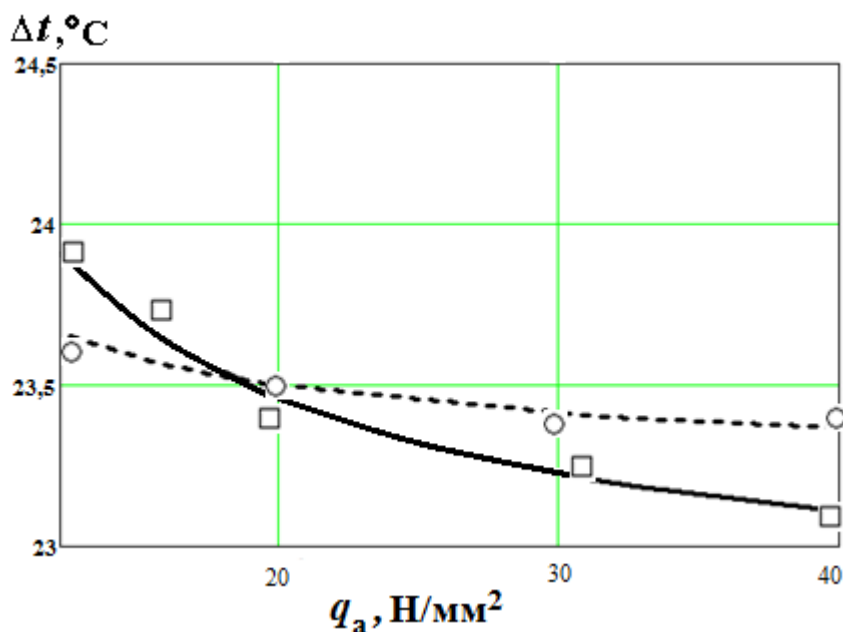


Рис. 3.12. Влияние макроотклонений на КТС: сплошная линия - образец с одним стыком; пунктирная линия - образец с одним стыком и искусственным макроотклонением

Для определения влияния наличия в стыке микроотклонений были проведены испытания с образцами, имеющими шероховатость $R_{a2}=3,2$ мкм и 0,1 мкм. Широкий диапазон значений шероховатости выбран в связи с тем, что при семикратных повторениях опытов наблюдался значительный разброс фиксируемых температур. При незначительных отличиях шероховатости используемых образцов было бы затруднено сравнение полученных результатов.

Полученные результаты регрессионных зависимостей изменения $\Delta t = t_{BX} - t_{БВЛX}$ от усилия в стыке представлены на рис.3.13. Из приведенного графика видно, что кривая $\Delta t = t_{BX} - t_{БВЛX}$ для стыка с $R_{a1}=R_{a2}=0,1$ мкм расположена ниже кривой стыка $R_{a1}=0,1$ мкм; $R_{a2}=3,2$ мкм во всем диапазоне изменения нагрузки в процессе эксперимента, что подтверждает увеличение КТС стыка с увеличением шероховатости.

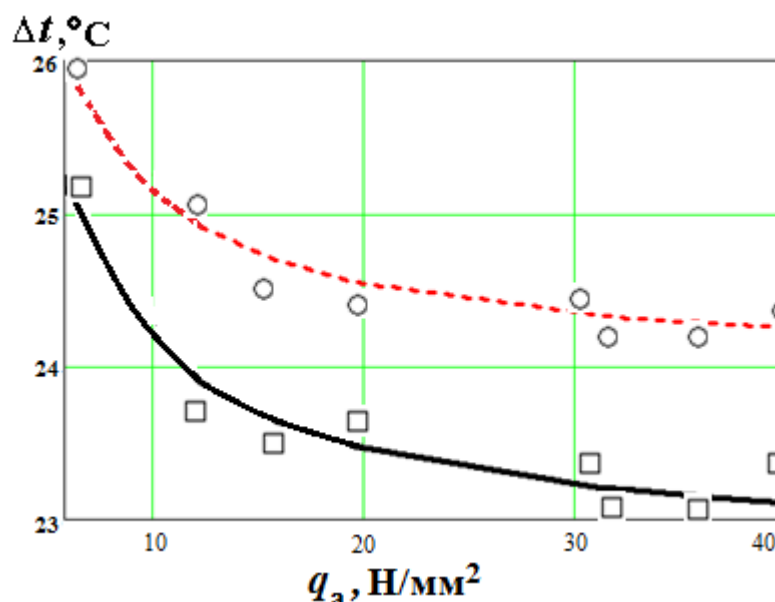


Рис. 3.13. Сравнение гиперболических регрессионных зависимостей: сплошная линия - $R_{a1}=R_{a2}=0,1$ мкм; пунктирная линия - $R_{a1}=0,1$ мкм; $R_{a2}=3,2$ мкм

3. 4. Моделирование методом конечных элементов прохождения теплового потока через плоский стык

Для того чтобы дополнить и расширить возможности натурных экспериментов задача прохождения теплового потока через плоский стык была решена в среде Workbench (WB) Ansys [134, 168, 179], которая позволяет моделировать разнообразные физические процессы с использованием метода конечных элементов (МКЭ) [111].

Решение задачи МКЭ производилось в следующей последовательности:

1. Построение геометрической модели объекта исследования. 3-D модель, представленная на рис.3.14, была создана с использованием стандартных команд (WB) на основании исходных данных. Также были созданы контактные пары в модуле Design Modeler.

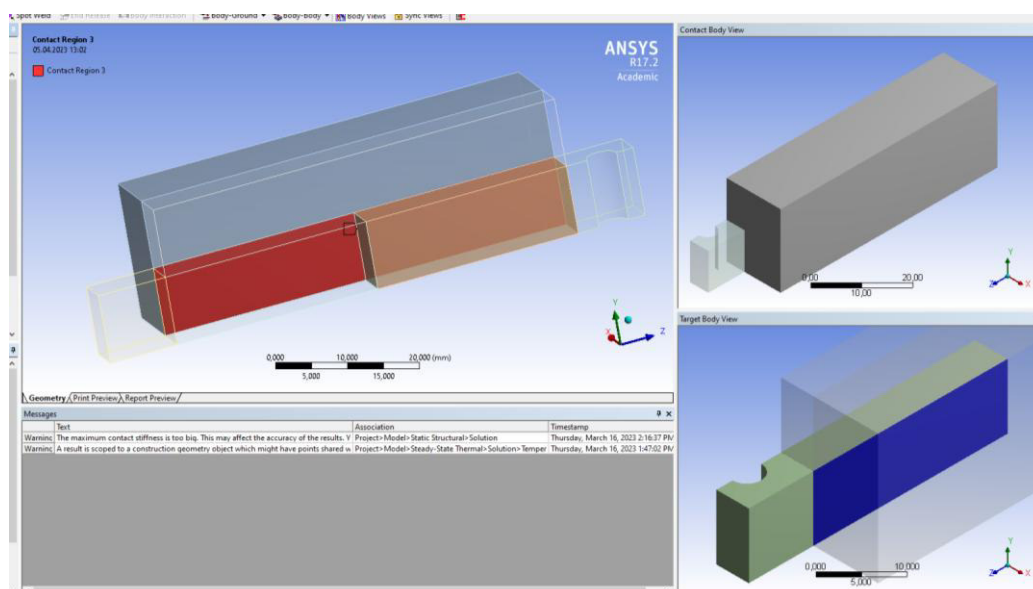


Рис.3.14. Геометрическая модель образцов в среде Workbench

2. Покрытие расчетной области сеткой конечных элементов, аппроксимирующей геометрию конструкции (рис. 3.15).

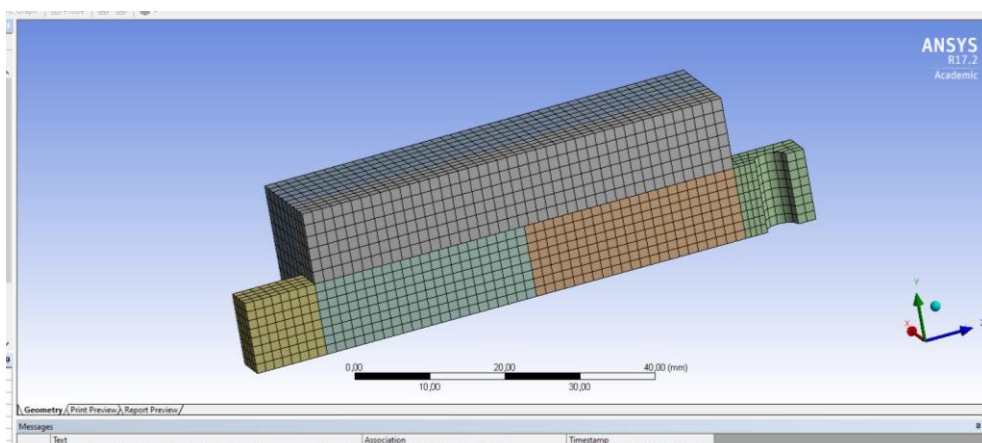


Рис.3.15. Конечно-элементная модель

3. Задание граничных условий представлено на рис. 3.16: материал образцов – сталь, тепловой защиты – асбест (со своими физическими параметрами, такими как плотность, модуль упругости и др.); температура на поверхности *A* (источник тепла) - 100°C ; на внешних теплоотводящих поверхностях *B*, *C* и *D* конвективный теплообмен с температурой окружающей среды 22°C и рассчитанными коэффициентами конвекции; к торцевой поверхности *B* приложена нагрузка, а та часть образца, где находится тепловой источник жестко закреплена.

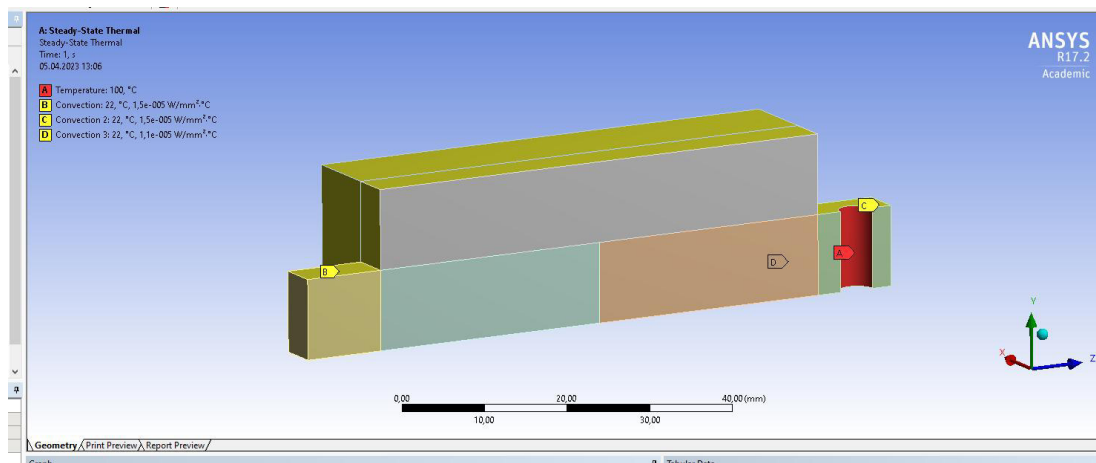


Рис.3.16. Граничные условия для решения

4. Процесс решения задачи, контроль за сходимостью решения. В результате решения получаем температурные поля экспериментальной установки, как самих образцов, так и тепловой защиты (рис. 3.17).

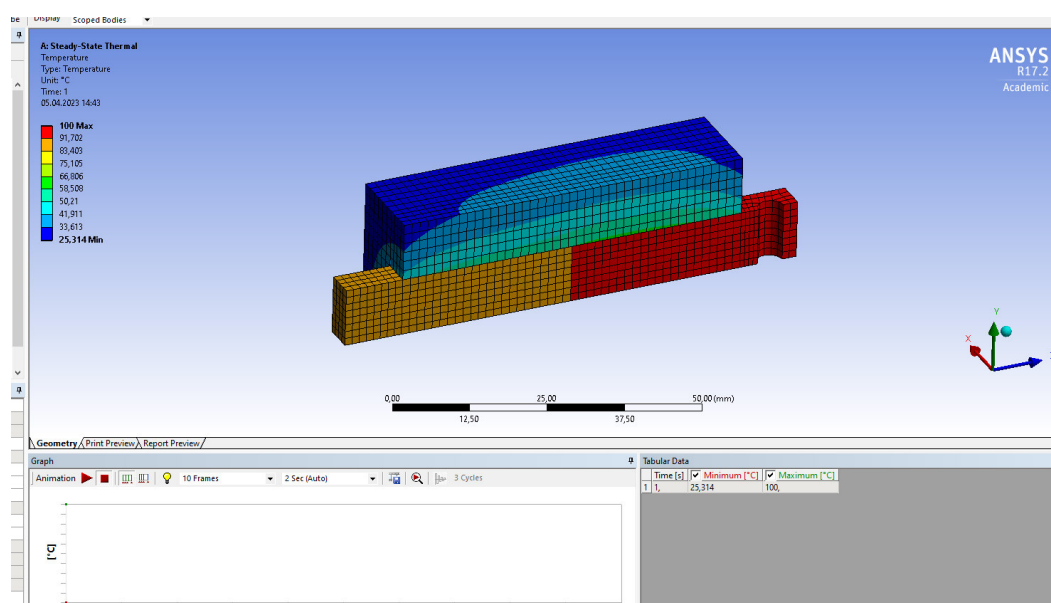


Рис.3.17. Температурные поля установки

5. Обработка и анализ результатов. В процессе расчета в модуле Solution получены: градиент температуры вдоль выбранного пути по оси Z и график изменения температуры по длине образцов (рис. 3.18). Из рис. 3.18 можно видеть, что максимальная температура в месте расположения теплового источника в первом образце составляет 100 °С, а минимальная – 83,6 °С в месте окончания движения теплового потока во втором образце. Указанные значения хорошо согласуются с данными натурального эксперимента, где получены диапазоны температур: на входе 98...105 °С и на выходе 80...85 °С. Таким образом, расхождение результатов численных экспериментов и опытных данных не превышает 3%.

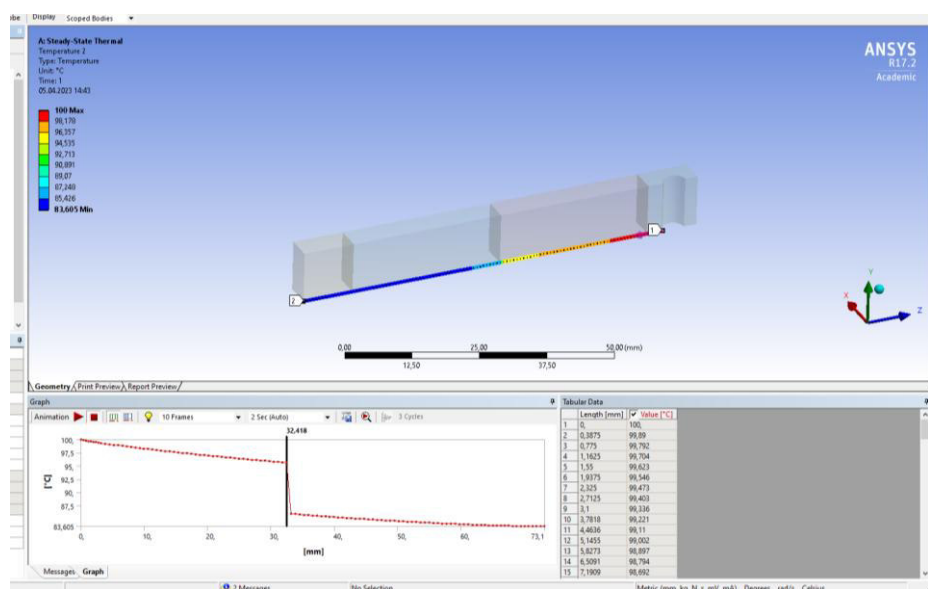


Рис.3.18. Результаты решения тепловой задачи

Кроме того по температурному графику можно определять температуры в зоне контакта образцов, что в натурном эксперименте сложно сделать из-за наличия тепловой защиты.

3.5. Выводы

1. Разработан экспериментальный стенд для проведения экспериментов по исследованию влияния давления в стыке от 2 до 40 мПа и качества контактирующих поверхностей деталей на изменение температуры в зоне контакта.
2. Экспериментально установлено снижение КТС с ростом давления в стыке и уменьшением шероховатости.
3. Установлено, что наличие макротклонений в области малых сжимающих усилий приводит к снижению КТС. С некоторого граничного значения сжимающей силы (в экспериментах ~ 3500 Н при площади контакта 200 мм^2) КТС стыка с макротклонениями превышает КТС плоского стыка.
4. Экспериментально подтверждено суммирование КТС при последовательном прохождении тепловым потоком нескольких стыков.
5. Для дополнения и расширения возможностей натурного эксперимента проведены численные эксперименты по прохождению теплового потока через стык в среде Workbench (WB) Ansys, позволившие визуализировать тепловые поля и расширить варьирование исходных данных экспериментальной установки.

4. РАЗРАБОТКА ИНЖЕНЕРНОЙ МЕТОДИКИ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КРУПНОБЛОЧНЫХ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

4.1. Использование электротепловой аналогии при описании процесса теплообмена

Технические и эксплуатационные характеристики станка существенно зависят от того, в каком температурном режиме работают его подсистемы. Исходя из этого, существуют обоснованные рекомендации, ограничивающие значения температурного критерия. Так, например, для шпиндельных подшипников рекомендованы примерные величины температуры допустимого нагрева наружных колец подшипников, указанные в табл. 1.2.

Из-за сложности и разнообразия конструкций узлов станков создание математических моделей для описания теплопереноса в теплонагруженных элементах и воздушной среде, окружающей их, наталкивается на огромные трудности, связанные с поиском компромисса между полнотой разрабатываемой модели и возможностью ее численной реализации.

При разработке тепловых моделей сборочных единиц металлорежущих станков следует учитывать ряд особенностей.

Во-первых, конструкции, используемые в станкостроении, имеют точечные или близкие к точечным источники тепловыделения (зубчатые передачи, зона резания, подшипники качения и т.д.)

Во-вторых, механизмы станков включают большое количество деталей, каждая из которых имеет контакт по одной или нескольким поверхностям с соседними деталями.

Третьей особенностью, являются небольшие колебания температур (за исключением зоны резания). В связи с этим, при анализе тепловых процессов в станках можно принимать коэффициенты теплопроводности практически независимые от температуры.

Таким образом, тепловые модели узлов станка представляют собой набор элементов с постоянными коэффициентами теплопроводности (зависящими только от материала), зон контакта деталей между собой (зоны контактного термического сопротивления) и свободных от такого контакта поверхностей, на которых осуществляются процессы конвекции с воздушной или жидкой средой (масло, СОЖ) и излучения.

Для разработки математической модели стационарных процессов необходимо описать геометрические, физические и граничные условия.

Геометрические условия определяют форму и размеры тела, в котором протекает изучаемый процесс. Физические условия определяют теплофизические характеристики тела. Граничные условия определяют особенности протекания процесса на поверхности тела.

Принимая, что в соответствии с законом Фурье плотность теплового потока в телах, когда температура отдельных его участков неодинакова, прямо пропорциональна градиенту температуры, можно записать значение для теплового потока [164]

$$P = (t_1 - t_2)/F, \quad (4.1)$$

где $F = (x_1 - x_2)/(\lambda S)$ - тепловой коэффициент;

λ - коэффициент теплопроводности;

S - площадь изотермической поверхности;

$x_1; x_2$ - координаты расположения изотермической поверхности;

$t_1; t_2$ - температура в точках, соответствующих координатам $x_1; x_2$.

Сравнивая зависимость электрического тока на некотором участке цепи от напряжения и сопротивления этого участка, описываемую законом Ома,

$$I = (U_1 - U_2)/R, \quad (4.2)$$

с выражением (4.1), легко установить аналогии между электрическими и тепловыми параметрами: электрический ток - тепловой поток (мощность теплового потока); электрическое напряжение - температура; электрическое сопротивление - тепловой коэффициент.

Поэтому при условии, если между рассматриваемыми изотермическими поверхностями отсутствуют стоки и дополнительные источники энергии, тепловой коэффициент называют тепловым сопротивлением.

По аналогии с электрическими цепями величина $\sigma_T = \lambda/(x_1 - x_2)$ называется термической (тепловой) проводимостью с размерностью (Вт/(м²К)), а обратная ей величина $R_T = (x_1 - x_2)/\lambda$ - термическим (тепловым) сопротивлением с размерностью (м²К/Вт).

Наряду с указанными значениями σ_T и R_T используются значения полной (абсолютной) термической проводимости σ_{III} с размерностью (Вт/К) и полного (абсолютного) термического сопротивления R_{III} с размерностью (К/Вт) [68]:

$$\sigma_{III} = \sigma_T S = \lambda S/(x_1 - x_2); R_{III} = R_T/S = (x_1 - x_2)/(\lambda S). \quad (4.3)$$

Тогда уравнение (4.1) можно записать в интегральном виде [66]:

$$P = \sigma_{III} (t_1 - t_2) = (t_1 - t_2)/R_{III}. \quad (4.4)$$

Таким образом, на основании электротепловой аналогии процесс теплообмена может быть представлен тепловой моделью, элементами которой являются

источники и приемники тепловой энергии, и тепловые сопротивления (проводимости). Тепловая модель имеет ветви и узлы. Ветвями модели являются ее участки, состоящие из одного и более сопротивлений, в которых величина тепловых потоков одинакова. Узлами модели являются места соединения двух и более ветвей. Каждому узлу тепловой модели ставится в соответствие определенная температура.

4.2. Разработка тепловой конечно-элементной модели

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 [75, 104, 105, 182, 202].

Численное моделирование с использованием МКЭ позволило в первую очередь снять одну из существенных проблем: максимальный учет конфигурации деталей, входящих в состав технологического оборудования, ранее, при использовании аналитических зависимостей, как правило, обеспечивалось 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 [38] (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 [47, 106]. Для сплошных деталей тепловое сопротивление определяется на основе введения коэффициентов теплопроводности, значения которых для различных материалов широко представлены в литературе [2, 81]. Многосторонний анализ формирования контактного термического сопротивления (КТС) представлен в работах [98, 190].

Сложность моделирования КТС связана с наличием скачка температуры при прохождении теплового потока через зону контакта. Как отмечается в работе [178] попытка использовать для моделирования классический метод конечных

элементов 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.

Таким образом, актуальным является разработка инженерной методики КЭМ, позволяющей в максимальной мере учесть конструкторско-технологические особенности деталей, входящих в сборочную единицу, которые могут быть определены их техническими требованиями, назначаемыми конструктором, а ее реализация - не требующей использования дорогостоящего, как правило импортного программного обеспечения.

Использование методики КЭ-моделирования с крупноблочными конечными элементами предполагает, что для получения картины температурного поля в сборочной единице необходимо определить термические сопротивления для нескольких условий распространения теплового потока:

- от одного конечного элемента к другому в пределах одной детали. В этом случае коэффициенты теплопроводности КЭ будут одинаковыми в пределах детали, и определяться маркой материала;

- от одного конечного элемента к другому, расположенному в соседней детали, и имеющих в общем случае различные коэффициенты теплопроводности, зависящие от марки материала;

- прохождения теплового потока через замкнутые полости, заполненные воздухом или маслом, образовавшиеся при соединении отдельных деталей;

- распространения теплового потока в окружающую среду для конечных элементов, расположенных на наружном (свободном) контуре детали.

Так, например, в общем случае плоский i -й КЭ модели (рис. 4.1) может граничить с: n -м КЭ, относящимся к той же детали, что и i -й КЭ (пунктир на рис. 4.1); g -м и l -м КЭ, относящимся к другой детали сборочной единицы (сплошная линия на рис. 4.1); внешней средой.

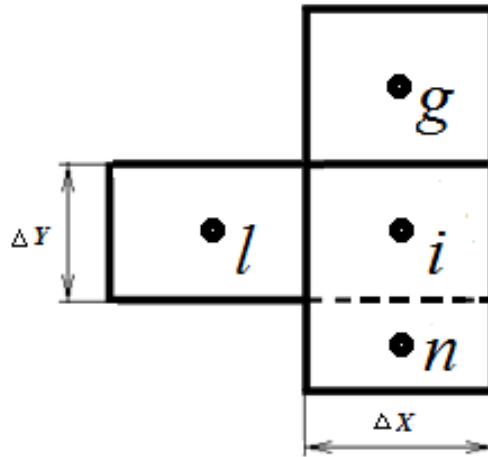


Рис. 4.1. К определению теплового сопротивления i -ой ячейки тепловой модели

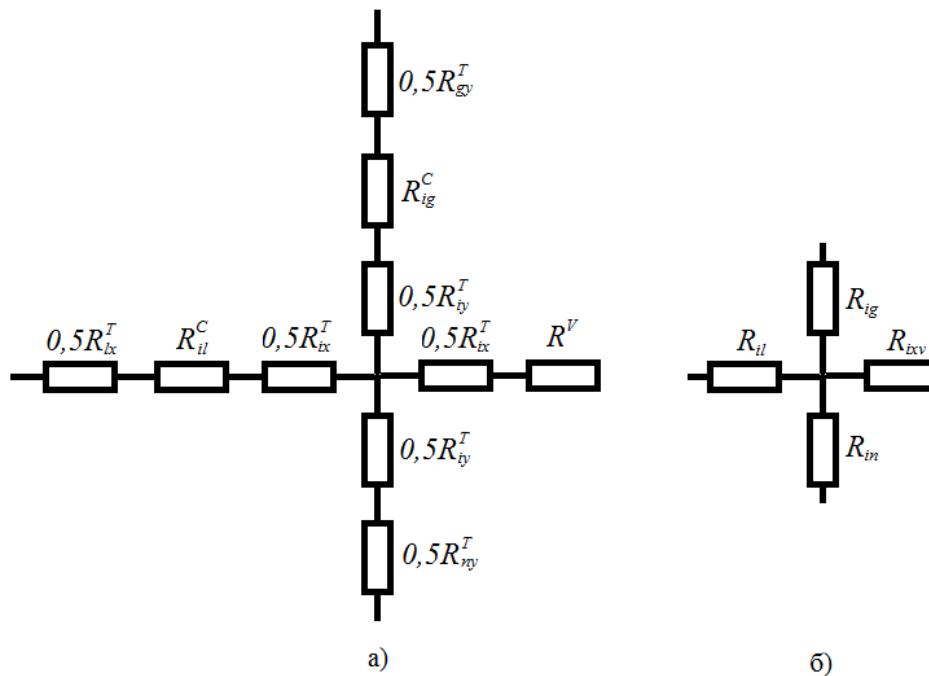


Рис. 4.2. Ячейка тепловой модели

Таким образом, ячейка тепловой модели i -го КЭ будет представлена в виде, показанном на рис. 4.2, а, где R_{ix}^T, R_{iy}^T - термические сопротивления тела элемента i по координате x и y соответственно; R_{lx}^T - термическое сопротивление тела элемента l по координате x ; R_{ny}^T, R_{gy}^T - термические сопротивления по координате y тела элемента n и g соответственно; R_{il}^C, R_{ig}^C - контактные термические сопротивления (КТС) в соединении элементов i, l и i, g соответственно; R_{ix}^V - термическое сопротивление, связанное с конвекцией с элемента i в воздух по координате x .

Воспользовавшись правилами электротепловой аналогии, сопротивления, расположенные последовательно, можно сложить и тогда ячейка тепловой модели будет иметь вид, представленный на рис.4.2, б, где

$$R_{il} = 0,5R_{lx}^T + R_{il}^C + 0,5R_{ix}^T; R_{ig} = 0,5R_{iy}^T + R_{ig}^C + 0,5R_{gy}^T; \\ R_{in} = 0,5R_{iy}^T + 0,5R_{ny}^T; R_{ixv} = 0,5R_{ix}^T + R_{ix}^V. \quad (4.5)$$

Составляя для каждого КЭ уравнения равновесия тепловых потоков в ее узлах, расположенных в геометрических центрах КЭ, аналогичных уравнениям Кирхгофа для разветвлённой электрической цепи, можно рассчитать температуру в любом узле системы. Например, для плоского элемента i на рис. 4.1 уравнение может быть записано в виде

$$\sigma_{il}(t_l - t_i) + \sigma_{ig}(t_g - t_i) + \sigma_{in}(t_n - t_i) + \sigma_{ixv}(t_v - t_i) = 0, \quad (4.6)$$

где $t_i; t_l; t_g; t_n$ - температура в узлах $i; l; g; n$ соответственно, °К; t_v - температура воздуха, °К; $\sigma_{il}; \sigma_{ig}; \sigma_{in}$ - полная (абсолютная) термическая проводимость между соответствующими узлами, Вт/°К; σ_{ixv} - полная (абсолютная) термическая проводимость между узлом i и окружающей средой по координате x , Вт/°К.

Значения термических проводимостей между соответствующими узлами находятся как обратные величины термических сопротивлений, например: $\sigma_{il} = 1/R_{il}$.

Аналогичным образом, составляются уравнения для узлов 3-D модели.

Тепловая модель может использоваться для решения прямой теплотехнической задачи, т.е. расчета мощности по известной температуре поверхности, или для решения обратной теплотехнической задачи, т.е. определения температуры поверхности по известной подводимой мощности, что на практике приходится выполнять чаще.

4.3. Определение термических сопротивлений конечно-элементной модели

Термические сопротивления тела элемента R_i^T по аналогии с электрическим сопротивлением определяется зависимостью [110]

$$R_i^T = \int_1^2 \frac{dl}{\lambda S(l)}, \quad (4.7)$$

где dl - элемент координатной линии теплового потока;

λ - коэффициент теплопроводности материала;

$S(l)$ - площадь сечения, перпендикулярного тепловому потоку в точке l координатной линии;

1 и 2 – изотермические зоны, между которыми расположен участок тела, характеризующийся тепловым сопротивлением.

Для прямоугольного элемента термическое сопротивление зависит от траектории движения теплового потока. Для прямоугольного элемента при условии прямолинейного распространения теплового потока в КЭ

$$R_{ix}^T = \int_0^{\Delta x} \frac{dl}{\lambda S(l)} = \frac{\Delta x}{\lambda \Delta y H}; \quad R_{iy}^T = \int_0^{\Delta y} \frac{dl}{\lambda S(l)} = \frac{\Delta y}{\lambda \Delta x H}, \quad (4.8)$$

где H - толщина элемента.

Определение контактных термических сопротивлений на основе моделирования стыка в виде контактной псевдосреды подробно рассмотрено в главе 2.

В литературе достаточно информации по значениям коэффициента теплопроводности λ , Вт/(м·°К), для основных марок стали и чугуна, используемых в конструкциях ШУ (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Значениям коэффициента теплопроводности λ , Вт/(м·°К), для основных марок стали и чугуна, используемых в конструкциях ШУ

Материал	λ , Вт/(м·°К)	Источник информации
Сталь	50	[11]
	45	[133]
	48,1	[133]
	47	[84]
	46...55	[81]
Чугун	63	[133]
	44-63	[163]

Таким образом для проектных расчетов значения коэффициента теплопроводности без учета конкретной марки материала могут приниматься из диапазонов: для стали $\lambda = 45...55$ Вт/(м·°К), для чугуна $\lambda = 44...63$ Вт/(м·°К).

Для коэффициента теплопроводности замкнутых полостей, образованных соединением деталей и заполненных воздухом, можно воспользоваться данными, приведенными в [20] для воздуха в зависимости от температуры (табл. 4.2).

Учитывая диапазоны температур, допустимых для ШУ (табл.1.2), для коэффициентов теплопроводности замкнутых полостей, заполненных воздухом, можно принимать $\lambda = 0,028...0,029$ Вт/(м·°К).

Зависимость коэффициента теплопроводности воздуха от температуры

t °С	20	30	40	50	60	70
λ , Вт/(м·°К)	0,0259	0,0267	0,0276	0,0289	0,029	0,0296

Коэффициент теплопроводности масла примерно в 500 раз меньше, чем коэффициент теплопроводности стали и для минеральных масел составляет 0,136 Вт/(м·°К) [12]. В работе [17] для минерального смазочного масла при температуре 20°С приводится значение $\lambda = 0,104$ Вт/(м·°К). Аналогичное значение дано для нефтяного масла [100]. Значение коэффициента теплопроводности для масел, используемых в шпиндельных узлах, равное 0,143 Вт/(м·°К), указано в работе [99].

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

Распространения теплового потока в окружающую среду с наружной свободной поверхности деталей связано с явлением конвекции и определяется коэффициентом конвективной теплоотдачи или коэффициентом конвекции α , Вт/(м²·°К). В работе [84] приводится зависимость, учитывающая как свободную (естественную), так и вынужденную конвекцию, происходящую при наличии движения воздуха вокруг деталей шпиндельного узла, что имеет место для вращающихся валов:

$$\alpha = 5,6 + 4V, \quad (4.9)$$

где V - скорость, м/с.

При свободной конвекции, при $V = 0$, получаемое по приведенной формуле значение $\alpha = 5,6$ Вт/(м²·°К), попадает в диапазон $\alpha = 2 \dots 10$ Вт/(м²·°К), указанный в работе [81].

Близким, к значению, определенному по формуле (4.9), получается и результат, рассчитанный по формуле для вращающихся валов, приведенный в работе [134]:

$$\alpha = 0,587 \cdot n^{0,7} d^{0,4}, \quad (4.10)$$

где n - частота вращения вала, об/мин;

d - диаметр вала, м.

Так, например, для $d = 0,09$ м и $n = 1000$ об/мин по формуле (4.9) получается $\alpha = 24,45$ Вт/(м²·°К), а по формуле (3) - $\alpha = 28,21$ Вт/(м²·°К).

4.4. Оценка адекватности методики моделирования с использованием крупноблочных конечных элементов

Для проверки адекватности полученной в главе 2 регрессионной зависимости изменения температуры в зоне контактной псевдосреды и методики численного моделирования с использованием крупноблочных конечных элементов было проведено моделирование экспериментальной установки по исследованию прохождения теплового потока через плоский стык (глава 3).

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. Таким образом, модель экспериментальной установки для проведения численного эксперимента с использованием крупноблочных КЭ представлялась в виде соединенных между собой 13 прямоугольных параллелепипедов (рис. 4.3).

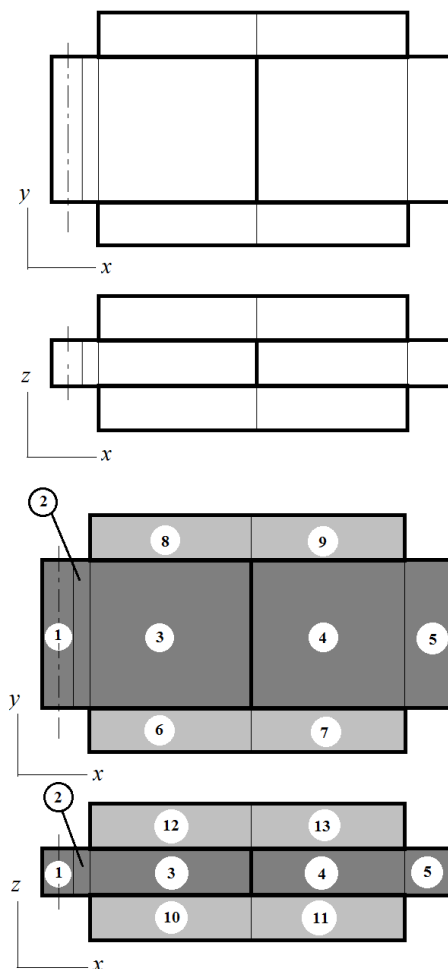


Рис. 4.3. Моделирование экспериментальной установки с помощью крупноблочных КЭ

Для каждой координатной плоскости для каждого КЭ составлялись уравнения равновесия тепловых потоков в ее узлах, расположенных в геометрических центрах КЭ. Например, для элемента A на рис. 4.4 уравнение может быть записано в виде

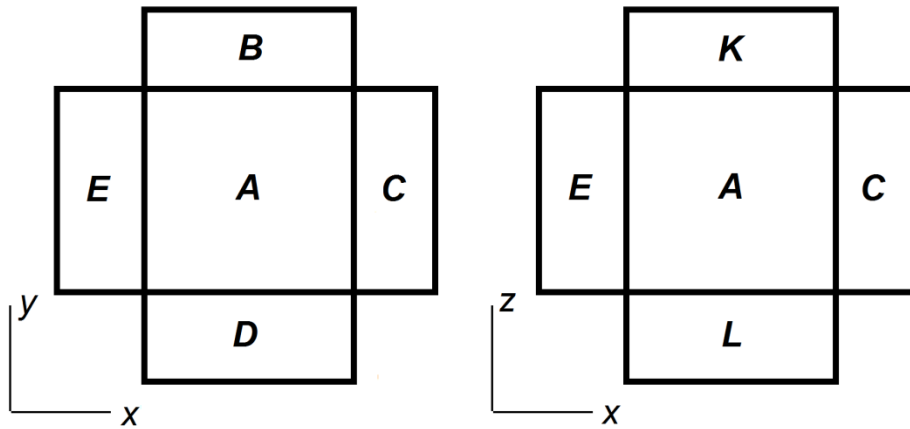


Рис. 4.4. К составлению уравнения равновесия для конечного элемента A

$$\sigma_{x(C-A)}(t_C - t_A) + \sigma_{x(E-A)}(t_E - t_A) + \sigma_{y(B-A)}(t_B - t_A) + \sigma_{y(D-A)}(t_D - t_A) + \sigma_{z(K-A)}(t_K - t_A) + \sigma_{z(L-A)}(t_L - t_A) = 0, \quad (4.11)$$

где t_i - температура в i -ом 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

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

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

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;

R_{xi}^T ; R_{yi}^T ; R_{zi}^T - термическое сопротивление элемента i вдоль соответствующей координатной оси.

В соответствии выражением (4.11) для определения температуры в элементах тепловой модели, составляем уравнения равновесия тепловых потоков в ее узлах, расположенных в геометрических центрах элементов:

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

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.

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. 3.3) для 6-кратных измерений показаны на рис. 4.5 точками, а результаты моделирования, оцениваемые разницей температур в КЭ № 1 и № 5, - сплошной линией. На рис. 4.6 результат моделирования сравнивается с кривой, построенной по средним значениям натуральных испытаний. Разброс экспериментальных данных относительно расчетной кривой может быть оценен среднеквадратическим отклонением, равным 0,192.

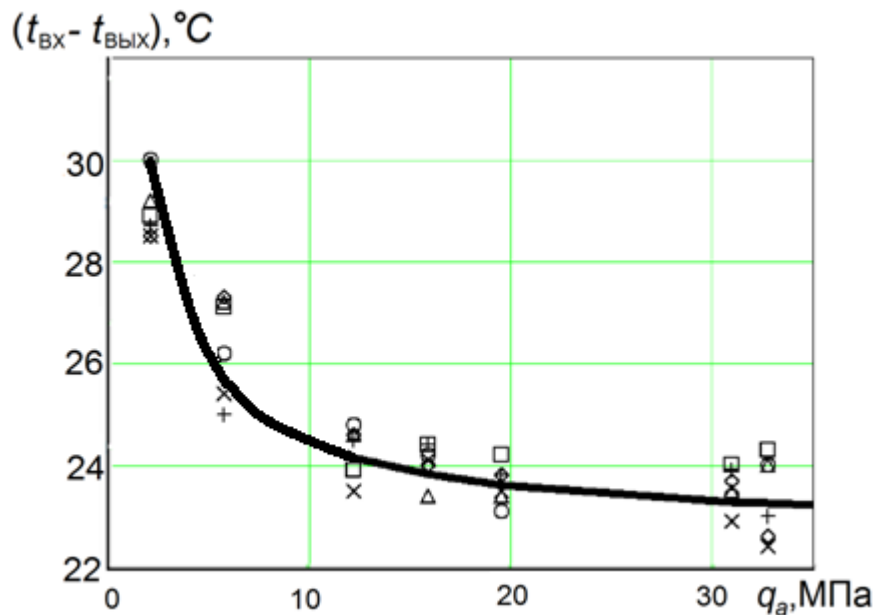


Рис.4.5. Результаты натуральных измерений (точки) и моделирования (сплошная линия) разницы температур $t_{вх} - t_{вых}$ в зависимости от усилия сжатия образцов

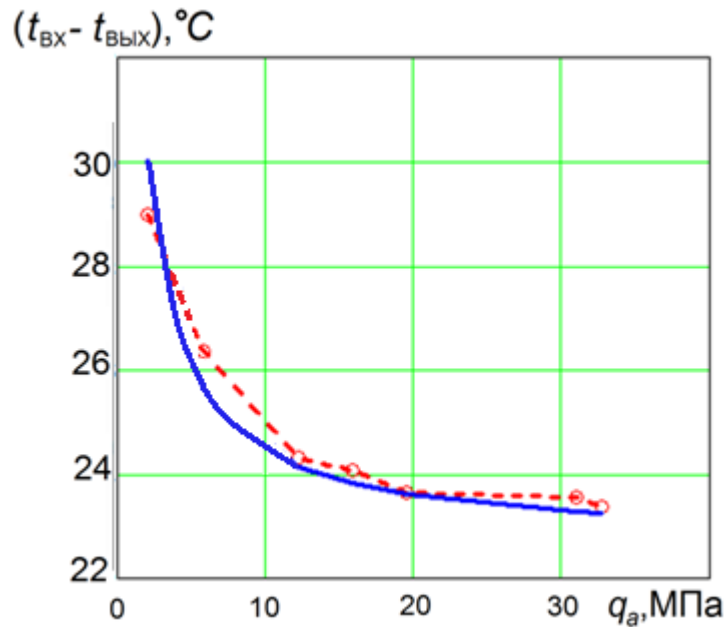


Рис. 4.6. Средние значения натуральных измерений (пунктирная линия) и результат моделирования (сплошная линия) разницы температур $t_1 - t_2$ в зависимости от усилия сжатия образцов

Численное моделирование при различном качестве контактирующих поверхностей образцов показано на рис. 4.7.

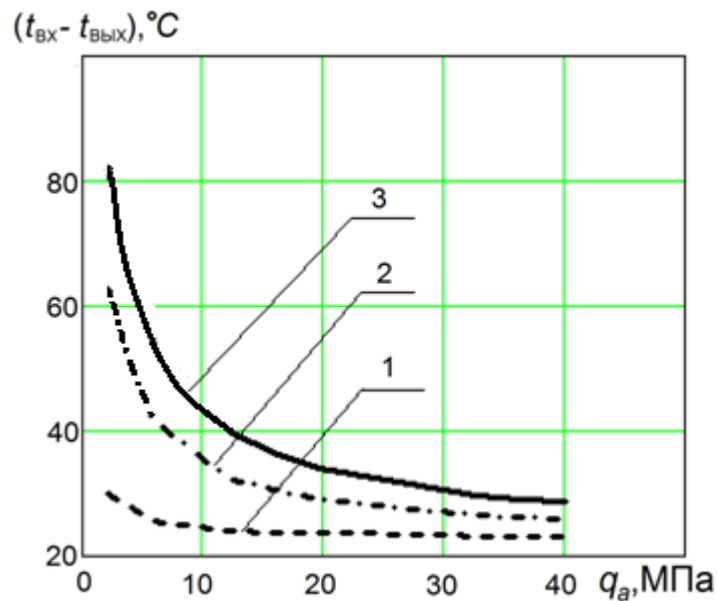


Рис. 4.7. Результаты численного моделирования разницы температур $t_{вх} - t_{вых}$ в зависимости от давления в стыке при различной шероховатости контактирующих поверхностей : 1 - $R_{a1}=R_{a2}=0,1$ мкм; 2 - $R_{a1}=0,1$ мкм, $R_{a2}=3,2$ мкм; 3 - $R_{a1}=R_{a2}=3,2$ мкм

Влияние заполнения замкнутых полостей при контактировании шероховатых поверхностей маслом моделировалось с использованием зависимости (2.22), в которой вместо λ_B подставлялось значение коэффициента теплопроводности масла (рис. 4.8). Для замкнутых полостей расчетной модели, заполненных маслом, мож-

но выбрать значение коэффициента теплопроводности из диапазона $\lambda = 0,1 \dots 0,14$ Вт/(м·К).

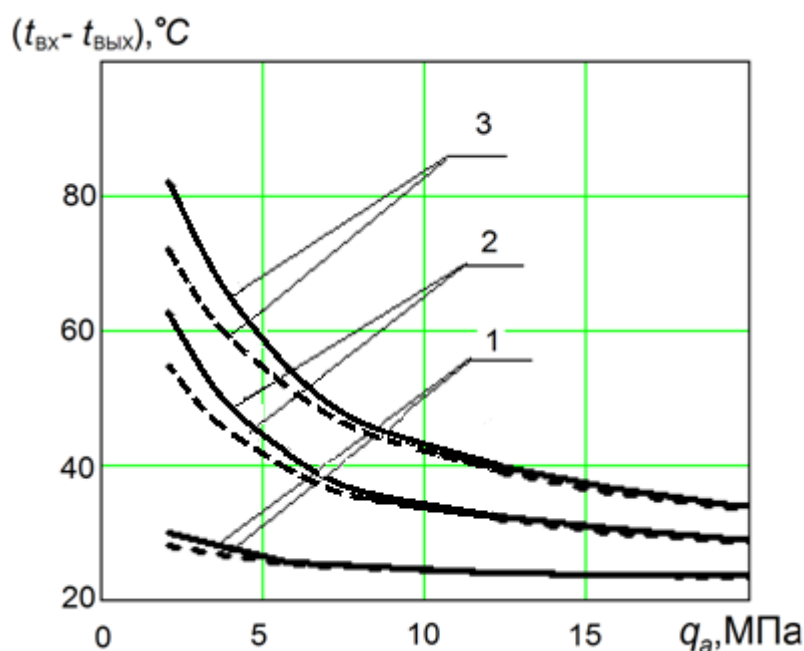


Рис. 4.8. Влияние масла в зоне контакта на разницу температур $t_{вх} - t_{вых}$: сплошная линия - воздух ($\lambda_B=0,028$ Вт/(м·°К)); пунктир - масло ($\lambda_M=0,12$ Вт/(м·°К)); 1 - $R_{a1}=R_{a2}=0,1$ мкм; 2 - $R_{a1}=0,1$ мкм, $R_{a2}=3,2$ мкм; 3 - $R_{a1}=R_{a2}=3,2$ мкм

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), $\sigma = 775$ МПа) и Ст.40ХН ($\lambda=44$ Вт/(м·°К), $\sigma_T=1050$ МПа). Результаты моделирования показаны на рис. 4.9.

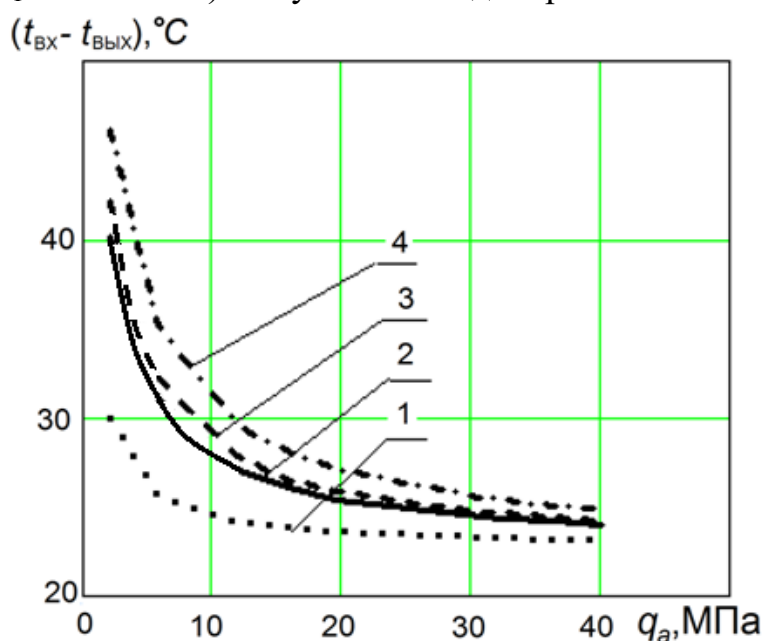


Рис. 4.9. Результаты численного моделирования разницы температур $t_{вх} - t_{вых}$ в зависимости от давления в стыке для различных марок сталей: 1 - Ст.15; 2 - Ст.45; 3 - Ст.40Х; 4 - Ст.40ХН

Полученные результаты натурных и численных экспериментов подтверждают сделанные ранее выводы ряда исследователей о существенном влиянии давления в соединении на КТС [47, 67, 98]. 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. 4.7) 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.4.8). Аналогичный вывод получен в работе [182]. Однако следует отметить, что это влияние является существенным только при значительной шероховатости контактирующих поверхностей и только при малых давлениях.

Результаты моделирования для различных марок сталей (рис. 4.9) 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.

Таким образом 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. Была показана существенная зависимость контактного термического сопротивления от номинального давления в стыке. Причем указанная зависимость особенно сильно проявляется при малых давлениях (<10...15 МПа) и имеет ярко выраженную падающую характеристику.

Было установлено, что влияние смазки в зоне контакта следует учитывать только для сильно шероховатых контактирующих поверхностях ($R_a > 1$ мкм).

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.

4.5. Выводы

1. Разработана инженерная методика определения теплового состояния сборочных единиц станков с использованием крупноблочных конечных элементов, позволяющая проводить КЭ анализ без использования дорогостоящего программного обеспечения.

2. Выполнено моделирование экспериментального стенда с помощью крупноблочных конечных элементов для подтверждения адекватности предложенной методики численного моделирования и регрессионной зависимости, описывающей плоский стык в виде псевдослоя при прохождении теплового потока.

3. Результаты экспериментальных измерений и моделирования по полученной регрессионной зависимости с использованием крупноблочных КЭ показали хорошее качественное и количественное совпадение (среднеквадратическое отклонение составило 0,192) и подтвердили адекватность предложенной методики и регрессионной зависимости.

5. КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ БЫСТРОХОДНОСТИ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ ПО ТЕМПЕРАТУРНОМУ КРИТЕРИЮ

5.1. Тепловая модель осесимметричной конструкции шпиндельного узла

Для шпиндельного узла (ШУ) разработка тепловой модели, используемой при проектном анализе, может быть упрощена в связи с тем, что конструкция является, как правило, осесимметричной, что особенно характерно для гильзованных ШУ, широко применяемых в станках с ЧПУ.

Для упрощения разрабатываемой модели (сокращения числа конечных элементов)

- из конструкции могут быть удалены мелкие несущественные для распространения тепловых потоков элементы деталей;
- конические поверхности следует заменить ступенчатыми цилиндрическими;
- крепежные элементы можно не учитывать, считая отверстия для их установки заполненными основным материалом.

Для осесимметричных конструкций ШУ небольших диаметральных размеров может быть использована плоская конечно-элементная модель из крупноблочных элементов, позволяющая проводить КЭ- анализ без использования дорогостоящего программного обеспечения в виде тонкой пластины постоянной толщины $H = 1$ мм, расположенной по диаметральному сечению шпинделя по одну сторону от его оси. Учитывая одинаковые условия распространения тепла в пластинах можно считать, что теплообмена между пластинами не происходит.

Для осесимметричных конструкций ШУ, для которых радиусы расположения центров крупноблочных КЭ тепловой модели отличаются более чем в два раза, предлагается использовать плоскоступенчатую модель, у которой толщина крупноблочных КЭ увеличивается по мере удаления от оси симметрии конструкции. Для построения плоскоступенчатой модели толщину модели H , равную 1 мм, удобно принимать в зоне расположения источников тепловыделения.

5.1.1. Разработка тепловой конечно-элементной модели опоры ШУ

Рассмотрим применение предложенной методики для разработки тепловой расчетной КЭМ шпиндельной опоры металлорежущего станка (рис. 5.1).

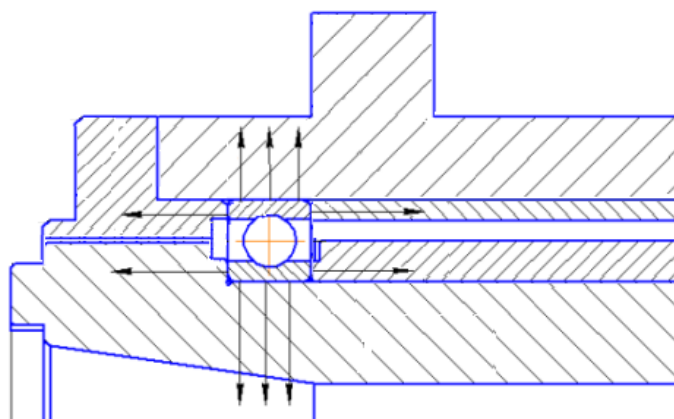


Рис. 5.1. Конструкция передней опоры шпиндельного узла

Для шпиндельного узла (ШУ) разработка тепловой модели, используемой при проектном анализе, может быть упрощена в связи с тем, что конструкция является, как правило, осесимметричной, что особенно характерно для гильзованных ШУ. Это позволяет с некоторым допущением привести 3D-модель к плоской, рассматривая тепловую модель в виде тонкой пластины постоянной толщины H , расположенной по диаметральному сечению шпинделя по одну сторону от его оси. Учитывая одинаковые условия распространения тепла в пластинах можно считать, что теплообмена между пластинами не происходит.

Плоская модель разбивается на блоки, ограниченные поверхностями соединения с сопряженными деталями узла и свободными поверхностями (контакт с окружающей средой - воздух) (рис.5.2). Блоки удобно дополнительно разбить на прямоугольные элементы (на рис. 5.3 показано пунктиром) таким образом, чтобы в углах прямоугольников, не расположенных на контуре блока, контактировали четыре элемента. На блоке, содержащем зону тепловыделения, может быть сформирован дополнительный элемент, определяемый размерами дорожки качения на внутренней поверхности кольца (элемент 2 на рис. 5.3).

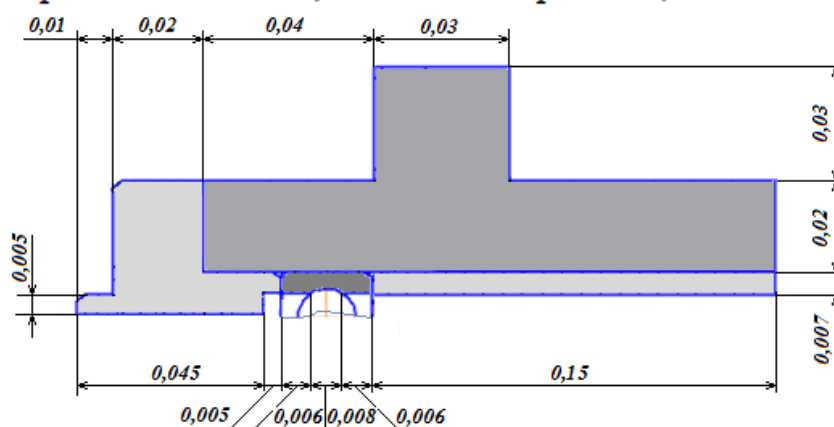


Рис. 5.2. Блоки плоской тепловой модели наружного кольца подшипника передней опоры шпиндельного узла

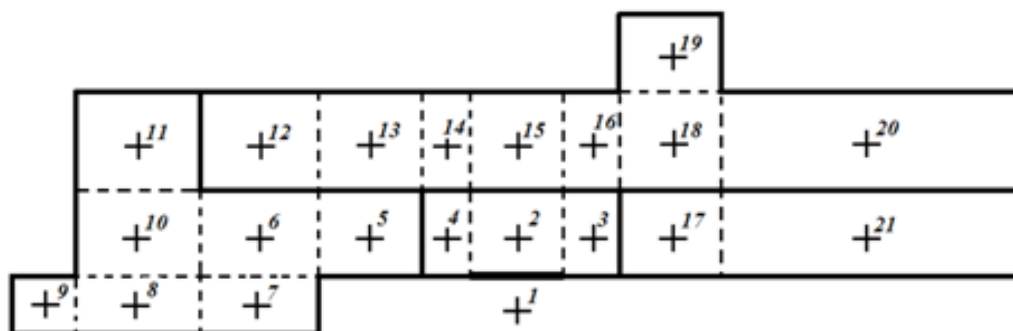


Рис. 5.3. Разбиение блоков плоской тепловой модели на прямоугольные элементы и обозначение узлов тепловой модели

Мощность тепловыделения в подшипниках рассчитывается в предположении, что вся работа трения превращается в теплоту, и она распределяется между наружным и внутренним кольцами поровну.

Мощность тепловыделения, Вт, в подшипниках качения [133]

$$Q = 1,047 \cdot 10^{-4} M_T n, \quad (5.1)$$

где n - частота вращения, об/мин;

M_T - момент трения, Н·мм:

$$M_T = 10^{-7} f_0 (vn)^{2/3} d_{cp}^3 \quad (\text{при } vn > 2000);$$

v - кинематическая вязкость смазочного материала, мм²/с;

f_0 - коэффициент, зависящий от типа подшипника и условий смазывания;

d_{cp} - средний диаметр подшипника, мм.

Таким образом, повышение быстроходности ШУ сопровождается пропорциональным увеличением мощности тепловыделения.

Поскольку процесс трения связан с качением шариков по желобам на внутренней поверхности наружного и наружной поверхности внутреннего колец, то принимаем, что источником тепловыделения в подшипнике является цилиндрическая поверхность, определяемая размерами желоба по соответствующему кольцу (элемент №2 на рис. 5.3).

Воспользовавшись электротепловой аналогией и законом Кирхгофа для определения температур в элементах тепловой модели, составим уравнения равновесия тепловых потоков в ее узлах (табл. 5.1):

Значения термических проводимостей σ ячеек тепловой модели, размеры блоков которой указаны на рис. 5.2, при контактном термическом сопротивлении соединений деталей $0,0006 \text{ м}^2\text{К/Вт}$ приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.1

Уравнения равновесия тепловых потоков в узлах тепловой модели

№ узла	Уравнение равновесия тепловых потоков
1	$\sigma_{1-2}(t_1 - t_2) = P$
2	$\sigma_{2-1}(t_2 - t_1) + \sigma_{2-4}(t_2 - t_4) + \sigma_{2-3}(t_2 - t_3) + \sigma_{2-15}(t_2 - t_{15}) = 0$
3	$\sigma_{3-2}(t_3 - t_2) + \sigma_{3-B}(t_3 - t_B) + \sigma_{3-17}(t_3 - t_{17}) + \sigma_{3-16}(t_3 - t_{16}) = 0$
4	$\sigma_{4-2}(t_4 - t_2) + \sigma_{4-6}(t_4 - t_6) + \sigma_{4-5}(t_4 - t_5) + \sigma_{4-14}(t_4 - t_{14}) = 0$
...	...
...	...
19	$\sigma_{19-18}(t_{19} - t_{18}) + \sigma_{19-B1}(t_{19} - t_B) + \sigma_{19-B2}(t_{19} - t_B) + \sigma_{19-B3}(t_{19} - t_B) = 0$
20	$\sigma_{20-18}(t_{20} - t_{18}) + \sigma_{20-21}(t_{20} - t_{21}) + \sigma_{20-B1}(t_{20} - t_B) + \sigma_{20-B2}(t_{20} - t_B) = 0$
21	$\sigma_{21-17}(t_{21} - t_{17}) + \sigma_{21-B1}(t_{21} - t_B) + \sigma_{21-B2}(t_{21} - t_B) + \sigma_{21-20}(t_{21} - t_{20}) = 0$

Таблица 5.2

Термические проводимости ячеек тепловой модели

№ узла	Термическая проводимость $\sigma \cdot 10^5$, Вт/К			
1	$\sigma_{1-2} = 11,99$			
2	$\sigma_{2-3} = 5000$	$\sigma_{3-B} = 8,99$	$\sigma_{3-17} = 729,2$	$\sigma_{2-15} = 919,5$
3	$\sigma_{3-2} = 5000$	$\sigma_{3-B} = 8,99$	$\sigma_{3-17} = 729,2$	$\sigma_{3-16} = 689,7$
...
...
20	$\sigma_{20-18} = 1300$	$\sigma_{20-21} = 138$	$\sigma_{20-B1} = 179,5$	$\sigma_{20-B2} = 0$
21	$\sigma_{21-17} = 466,7$	$\sigma_{21-B1} = 179,8$	$\sigma_{21-B2} = 179,8$	$\sigma_{21-20} = 13800$

Результаты расчета температур для ряда узлов тепловой модели при различных частотах вращения подшипника приведены на рис. 5.4 (средний диаметр подшипника $d_{cp} = 100$ мм; кинематическая вязкость масла $\nu = 20$ мм²/с; коэффициента, зависящего от типа подшипника и условий смазывания $f_0 = 1$).

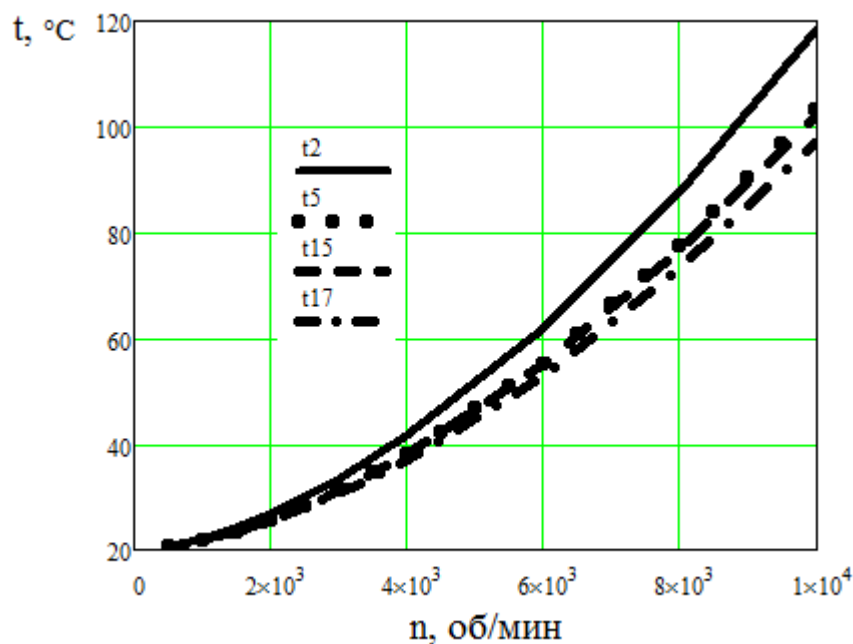


Рис. 5.4. Зависимость температуры в узлах №2, №5, №15 и №17 от частоты вращения шпинделя

Полученная тепловая модель позволяет легко оценить влияние качества обработки контактных поверхностей деталей ШУ на формирование температурного поля. Так, например, уменьшение термического сопротивления в два раза в контакте кольца подшипника с деталями ШУ ($\sigma_{3-17} = 14584 \cdot 10^{-5}$ Вт/К; $\sigma_{3-16} = 1379,4 \cdot 10^{-5}$ Вт/К; $\sigma_{2-15} = 1839,0 \cdot 10^{-5}$ Вт/К; $\sigma_{4-14} = 1379,4 \cdot 10^{-5}$ Вт/К; $\sigma_{4-5} = 19718 \cdot 10^{-5}$ Вт/К) обеспечивает снижение температуры t_2 (наружное кольцо подшипника) на 2,997°.

5.1.2. Построение тепловой модели шпиндельного узла в условиях нескольких источников теплообразования

Тепловая модель шпиндельного узла должна учитывать наличие нескольких источников выделения тепла, в качестве которых выступают его опоры, так как необходимость обеспечения высокой жесткости шпинделя достигается созданием в них предварительного натяга и, как следствие, повышенного тепловыделения за счет увеличения потерь на трение.

Одной из типовых конструкций ШУ [133] является шпиндель, в передней и задней опорах которого используются дуплексы из радиально-упорных подшипников. Примером, такой конструкции является ШУ координатно-расточный одно-стоечный станок с ЧПУ модели 2440СФ4 (рис. 5.5)

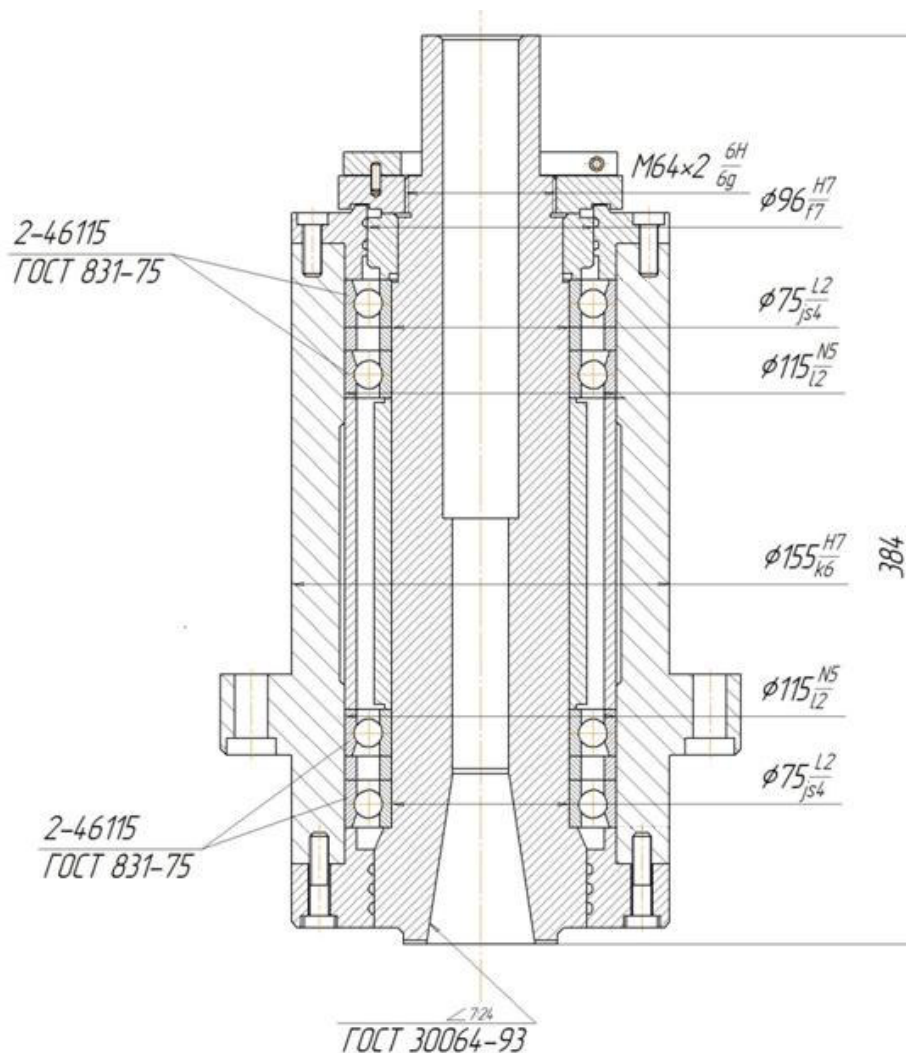


Рис. 5.5. Шпиндельный узел координатно-расточного станка мод. 2440СФ4

Так как ограничивающим параметром температурной картины является температура нагрева наружных колец подшипников, то в качестве тепловой модели ШУ будем рассматривать только гильзу ШУ, в которой установлены наружные кольца подшипников.

Для упрощения разрабатываемой модели (сокращения числа КЭ)

- из конструкции могут быть удалены мелкие несущественные для распространения тепловых потоков элементы;
- конические элементы следует заменить ступенчатыми цилиндрическими;
- поперечные сечения наружных колец подшипников могут быть представлены в виде прямоугольников (без учета профиля дорожки качения), то есть наружное кольцо представляется одним КЭ;
- крепежные элементы можно не учитывать, считая отверстия для их установки заполненными основным материалом;
- вследствие осесимметричности конструкции используется плоская тепловая модель.

Используя разбиение гильзы с помощью крупноблочных конечных элементов получаем расчетную КЭМ, содержащую 36 КЭ (рис. 5.6 и табл. 5.3). Точки № 11, 17, 27, 32 соответствуют центрам расположения шариков подшипников и расположения источников тепловыделения.

Таблица 5.3

Размеры крупноблочных КЭ, мм

№ КЭ	ΔX	ΔY	№ КЭ	ΔX	ΔY	№ КЭ	ΔX	ΔY	№ КЭ	ΔX	ΔY
1	26	20	11	-	-	21	11	20	31	20	7
2	26	7	12	11	20	22	11	7	32	-	-
3	26	4,5	13	11	7	23	15	20	33	15	20
4	6	20	14	20	37,5	24	15	7	34	15	7
5	6	7	15	20	20	25	20	20	35	13	20
6	6	4,5	16	20	7	26	20	7	36	13	7
7	8	20	17	-	-	27	-	-			
8	8	7	18	15	37,5	28	10	20			
9	20	20	19	15	20	29	10	7			
10	20	7	20	15	7	30	20	20			

Использование конечно-элементного моделирования (КЭМ) шпиндельных узлов (ШУ) при тепловых расчетах требует определения параметров, характеризующих прохождение тепловых потоков через плоские и цилиндрические соединения деталей. При этом моделирование прецизионных ШУ предполагает максимальный учет конструкторско-технологических параметров контактирующих поверхностей соединений.

Как видно из уравнения регрессии значение КТС может существенно изменяться в зависимости от номинального давления и толщины псевдослоя. Для плоских (торцевых) стыков деталей ШУ давления q_a определяются конструкцией, количеством крепежных элементов и значениями крутящих моментов, приложенных к ним.

Поскольку торцевые стыки в ШУ формируются в основном деталями подшипниковых опор, то для определения q_a можно воспользоваться работами [52, 138]. В работе [52] приведены рекомендации по количеству и размерам крепежных элементов, в соответствии с которыми для крышек подшипниковых узлов число крепежных элементов (винтов) z и их диаметр d выбираются в зависимости от центрирующего диаметра D (табл. 5.4).

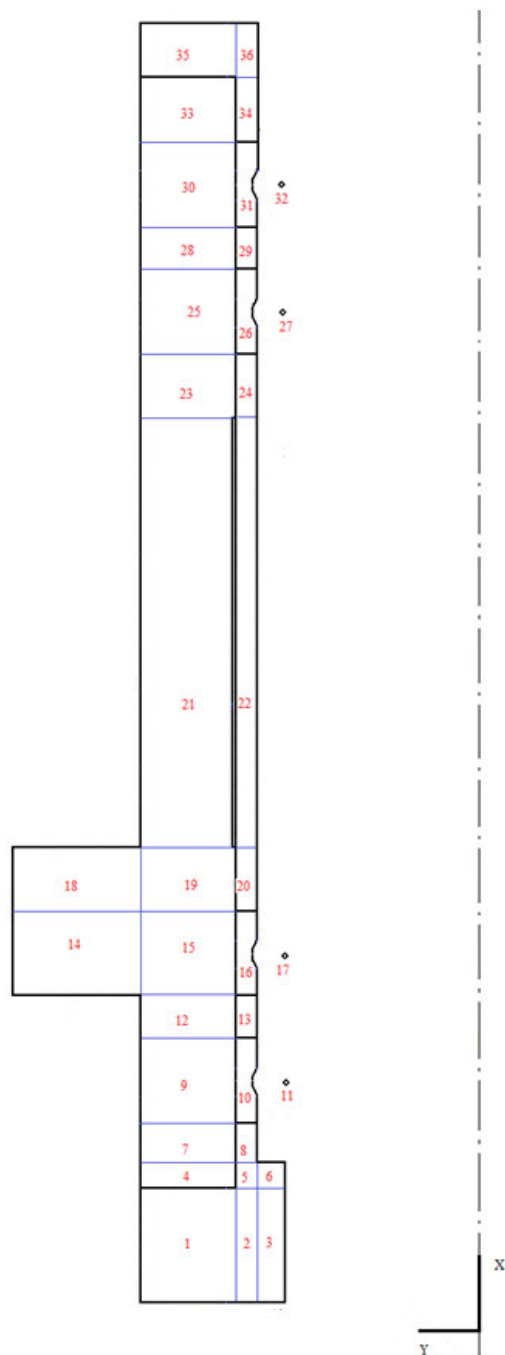


Рис. 5.6. Плоская расчетная модель гильзы ШУ с разбиением на крупноблочные конечные элементы

В табл. 5.4 указаны также предельные моменты затяжки $M_{ЗАТ}$ крепежных элементов в соответствии с [138.].

Таблица 5.4

Размеры и количество крепежных винтов крышек подшипниковых узлов

D , мм	50...62	63...95	100...145	150...220
d	M6	M8	M10	M12
z	4	4	6	6
$M_{ЗАТ}$, Нм	18,1	43,5	85,3	147

Данные, приведенные в табл. 5.2, позволяют определить осевое усилие создаваемое каждым крепежным элементом:

$$F = \frac{M_{3AT}}{d \cdot f}, \quad (5.2)$$

где f - коэффициент трения в резьбе ($f \approx 0,13$).

Давление в цилиндрических соединениях определяется с учетом посадок и расположения полей допусков охватываемой и охватывающей деталей. Посадки цилиндрических поверхностей определяются функциональным назначением монтируемых деталей и технологией обработки посадочных поверхностей.

По [31] для прецизионных ШУ, использующих радиально-упорные подшипники 2 класса, для наружного кольца применяется посадка с натягом $\frac{N5}{l2}$, а

для внутреннего кольца переходная - $\frac{L2}{js4}$.

Для втулок (дистанционных колец) принимаются посадки: для длинных (не менее диаметра) - переходная повышенной точности $\frac{H6}{js5}$, для которой более вероятно получение зазора, для коротких - посадка с зазором $\frac{H6}{h5}$, относящаяся к группе скользящих посадок высокой точности [174].

Если наружные кольца подшипников ШУ установлены в гильзу, имеющую сквозное отверстие как в рассматриваемой конструкции ШУ станка мод. 2440СФ4, то их осевая фиксация выполняется фланцами, установленными с двух сторон гильзы (рис. 5.5). При этом один из них установлен в районе задней опоры с фиксацией крепежных винтов по предельно допустимым крутящим моментам, за счет чего в стыке гильза - фланец создается определенное давление под действием силы F'' . Фланец на переднем конце шпинделя является поджимным, в связи с чем между гильзой и привалочным торцом фланца должен обеспечиваться зазор, т.е. давление в этом соединении можно принять равным нулю.

Учитывая посадки наружных колец подшипников с натягом, усилие в торцовых плоских стыках по мере приближения к переднему фланцу будет уменьшаться с учетом коэффициента трения, равного 0,08 [10].

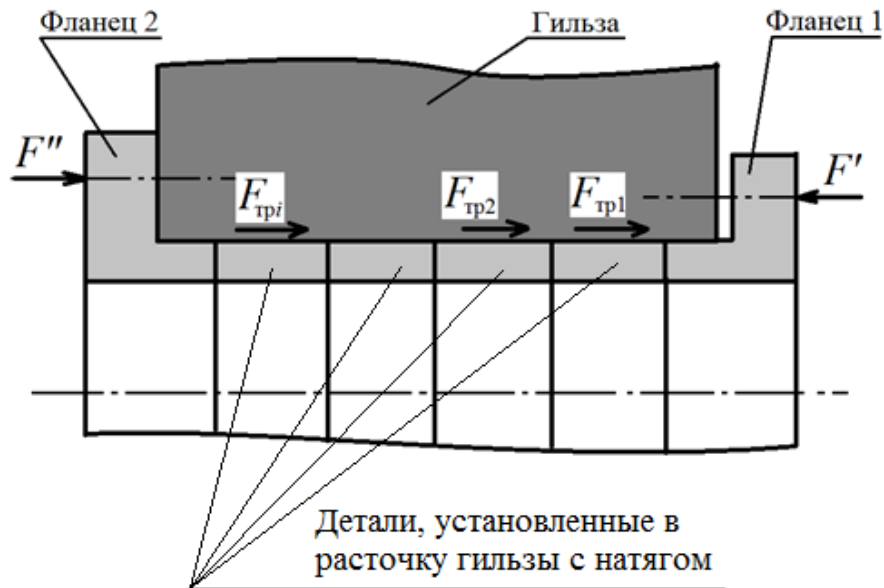


Рис. 5.7. Формирование давлений в торцовых стыках ШУ

Таким образом, при приложении усилия F' усилие в контакте фланца 2 с гильзой уменьшится до величины (рис. 5.7)

$$F_{см} = F'' - (F' - \sum F_{ТРi}), \quad (5.3)$$

где $F_{ТРi} = q_{ai} S_i f$ - силы трения в деталях, устанавливаемых с натягом;

q_{ai} - давление в цилиндрическом соединении i -ой детали с гильзой;

S_i - площадь цилиндрического соединения i -ой детали с гильзой;

f - коэффициент трения для i -ой детали.

Таким образом, зависимость (5.3) должна учитываться при определении давления q_a плоских (торцевых) стыков деталей ШУ.

Суммарное усилие затяжки при 6-ти крепежных винтах составляет

$$F_{зам} = \frac{M_{зам}}{df} z = \frac{85,3}{0,01 \cdot 0,13} \cdot 6 = 3,937 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Расчет давлений и коэффициентов теплопроводности в торцовых стыках конструкции, приведенной на рис. 5.6, показан в табл. 5.5.

В цилиндрическом соединении с натягом давление q_a , Па, определяется по формуле Ляме

$$q_a = \frac{\delta_{II} - 5,5(R_{a1} + R_{a2})}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad (5.4)$$

где

$$C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_2; \quad (5.5)$$

d - посадочный (номинальный) диаметр сопряжения, м; d_1 - диаметр осевого отверстия вала (охватываемой детали), м; d_2 - наружный диаметр втулки (охватывающей детали), м; $E_1; E_2$ - модули упругости материалов охватываемой и охватывающей детали соответственно, Па (для стали $E=2,1 \cdot 10^{11}$ Па; для чугуна $E=1,4 \cdot 10^{11}$ Па); $\mu_1; \mu_2$ - коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей детали соответственно (для стали $\mu=0,3$; для чугуна $\mu=0,25$); $R_{a1}; R_{a2}$ - среднеарифметическое отклонение профиля охватываемой и охватывающей детали соответственно, м; δ_H - измеряемый натяг, м:

$$\delta_H = d_{H1} - d_{H2}, \quad (5.6)$$

где $d_{H1}; d_{H2}$ - измеряемый диаметр (с учетом поля допуска) охватываемой и охватывающей детали соответственно, м.

Таблица 5.5

Расчет давлений и коэффициентов теплопроводности в торцовых стыках

Стык между элементами № - №	Усилие, Н	Давление, Н/м ²	Коэффициент теплопроводности стыка λ , Вт/(м·°К)
31-34	$F_{зам} = 3,937 \cdot 10^5$	$1,658 \cdot 10^8$	11,409
29-31	$F_{зам} - q_{a4}Sf' = 3,932 \cdot 10^5$	$1,656 \cdot 10^8$	11,395
26-29	$F_{зам} - q_{a4}Sf' = 3,932 \cdot 10^5$	$1,656 \cdot 10^8$	11,395
24-26	$F_{зам} - q_{a4}Sf' - q_{a3}Sf' = 3,927 \cdot 10^5$	$1,653 \cdot 10^8$	11,374
16-20	$F_{зам} - q_{a4}Sf' - q_{a3}Sf' = 3,927 \cdot 10^5$	$1,653 \cdot 10^8$	11,374
13-16	$F_{зам} - q_{a4}Sf' - q_{a3}Sf' - q_{a2}Sf' = 3,921 \cdot 10^5$	$1,651 \cdot 10^8$	11,36
10-13	$F_{зам} - q_{a4}Sf' - q_{a3}Sf' - q_{a2}Sf' = 3,921 \cdot 10^5$	$1,651 \cdot 10^8$	11,36
8-10	$F_{зам} - q_{a4}Sf' - q_{a3}Sf' - q_{a2}Sf' - q_{a1}Sf' = 3,916 \cdot 10^5$	$1,649 \cdot 10^8$	11,347
1-4	$q_{a4}Sf' + q_{a3}Sf' + q_{a2}Sf' + q_{a1}Sf' = 4,097 \cdot 10^3$	$6,688 \cdot 10^5$	0,074

В соответствии с конструкцией такие стыки имеют место в посадках наружных колец подшипников, втулок (дистанционных колец) и фланцев (крышек) подшипниковых опор в расточку гильзы.

По ГОСТ 3325-85 наружные кольца радиально упорных подшипников 2-46115 (2 класса), используемые в рассматриваемом ШУ устанавливаются с посадкой $\frac{N5}{12}$ (рис. 5.8).

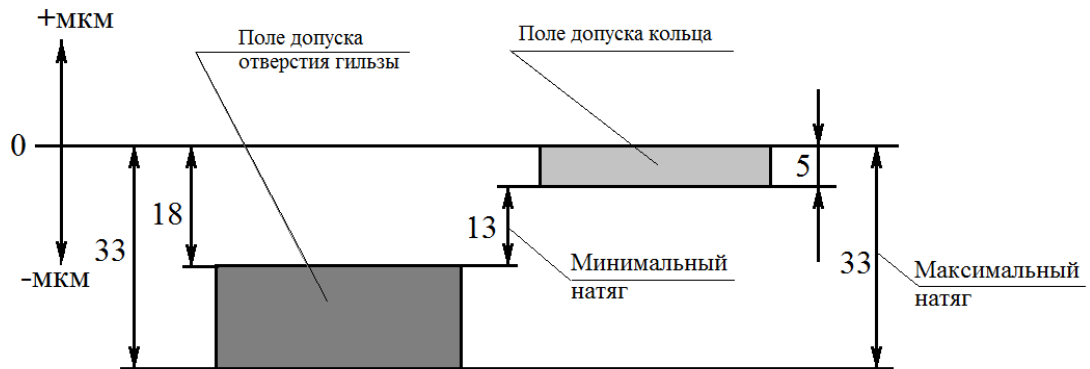


Рис. 5.8. Графическое изображение полей допусков кольца и отверстия гильзы

Таким образом минимальный натяг составляет 13 мкм, а максимальный - 33 мкм. По средним значениям полей допусков натяг равен 23 мкм.

Для всех подшипников ШУ

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 = \frac{1 + \left(\frac{101}{115}\right)^2}{1 - \left(\frac{101}{115}\right)^2} - 0,3 = 7,447.$$

Для первого подшипника передней опоры и обоих подшипников задней опоры

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2 = \frac{1 + \left(\frac{115}{155}\right)^2}{1 - \left(\frac{115}{155}\right)^2} + 0,3 = 3,749.$$

Для второго подшипника передней опоры

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2 = \frac{1 + \left(\frac{115}{230}\right)^2}{1 - \left(\frac{115}{230}\right)^2} + 0,3 = 1,967.$$

Тогда для первого подшипника передней опоры и обоих подшипников задней опоры, имея в виду, что $\delta_{Иср} = 23 \cdot 10^{-6}$ м ($\delta_{И max} = 33 \cdot 10^{-6}$ м, $\delta_{И min} = 13 \cdot 10^{-6}$ м)

$R_{a1} = R_{a2} = 0,63 \cdot 10^{-6}$ м давление в соединении наружного кольца и гильзы

$$q_a = \frac{\delta_{Иср} - 5,5(R_{a1} + R_{a2})}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = 2,621 \cdot 10^6 \text{ Па,}$$

(для $\delta_{И max} = 33 \cdot 10^{-6}$ $q_a = 4,252 \cdot 10^6$ Па);

(для $\delta_{И min} = 13 \cdot 10^{-6}$ $q_a = 0,99 \cdot 10^6$ Па),

а для второго подшипника передней опоры:

$$q_a = \frac{\delta_{И} - 5,5(R_{a1} + R_{a2})}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = 3,117 \cdot 10^6 \text{ Па,}$$

(для $\delta_{И max} = 33 \cdot 10^{-6}$ $q_a = 5,057 \cdot 10^6$ Па);

(для $\delta_{И min} = 13 \cdot 10^{-6}$ $q_a = 1,178 \cdot 10^6$ Па).

Толщина псевдослоя в посадке наружного кольца [172]

$$h = 2,6(R_{a1} + R_{a2}) = 3,276 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Посадки втулок, дистанционных колец и фланцев в расточку гильзы принимаем [174] $\frac{H6}{h5}$ (рис. 5.9).

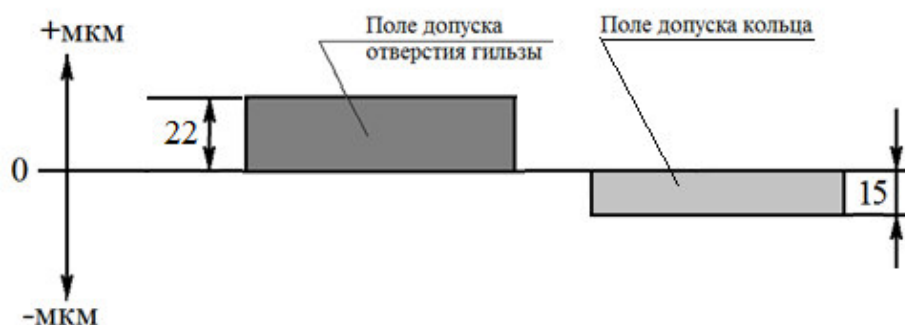


Рис. 5.9. Графическое изображение полей допусков дистанционного кольца (втулки, фланца) и отверстия гильзы

Таким образом соединение имеет зазор, величина которого варьируется от 0 до 37 мкм. Также как и для натяга для расчета выберем средние значения полей допусков, т.е. зазор будет равен 18,5 мкм. Тогда толщина псевдослоя в посадке втулок, дистанционных колец и фланцев в расточку гильзы:

$$h = 0,5 \cdot 18,5 + 2,6(R_{a1} + R_{a2}).$$

Т.к. для чистового обтачивания, шлифования и растачивания можно принять $R_a \approx 1$ мкм, то получим

$$h = 0,5 \cdot 18,5 + 2,6(R_{a1} + R_{a2}) = 9,25 + 5,2 = 14,45 \text{ мкм.}$$

Поскольку в указанных соединениях имеет место зазор, то для коэффициента теплопроводности принимаем значение как для воздуха, т.е. $\lambda = 0,028$ Вт/(м·°К).

Поскольку торцы колец подшипников и втулок, дистанционных колец и фланцев имеют шероховатость $R_a = 0,63$ мкм, то толщина псевдослоя в торцовых соединениях будет равна

$$h = 2,6(R_{a1} + R_{a2}) = 3,276 \text{ мкм.}$$

При выборе значений среднеарифметических отклонений профиля R_a контактирующих поверхностей в ШУ на этапе проектирования можно руководствоваться следующими соображениями.

Несмотря на постоянное совершенствование конструкций ШУ, количество входящих в их состав деталей сокращается, что позволяет выделить среди них группы деталей, требования к шероховатости поверхностей которых могут определяться едиными рекомендациями:

- посадочные и базовые поверхности подшипников качения;
- посадочные поверхности валов и корпусов под подшипники качения;
- торцы заплечиков валов и корпусов для базирования подшипников качения;
- торцы гильз, стаканов, регулировочных колец и др.

Для используемых в прецизионных ШУ подшипников качения 4, Т и 2 классов точности параметр R_a поверхностей колец, не должен превышать значений, указанных в табл. 5.6 [32].

Таблица 5.6

Значения параметра R_a поверхностей подшипниковых колец

Наименование поверхности	Номинальные диаметры d и D колец подшипников, мм	
	До 80	Свыше 80 до 250
Поверхность отверстия подшипника	0,32	0,63
Наружная поверхность подшипника	0,32	0,63
Поверхность торцов колец подшипника	0,63	0,63

Параметры шероховатости R_a посадочных поверхностей под подшипники на валах и в корпусах из стали, а также опорных торцов заплечиков для подшип-

ников классов точности 5, 4, 2 не должны превышать значений, указанных в табл. 5.7 [31].

Таблица 5.7

Параметры шероховатости R_a посадочных поверхностей под подшипники классов точности 5, 4, 2

Посадочные поверхности	Классы точности подшипников	Параметр шероховатости R_a , мкм, не более, для номинальных диаметров подшипников	
		до 80 мм	Св. 80 до 500 мм
Валов	5	0,63	1,25
	4	0,32	0,63
	2	0,16	0,32
Отверстий корпусов	5 и 4	0,63	1,25
	2	0,32	0,63
Опорных торцов запле- чиков валов и корпусов	5 и 4	1,25	2,5
	2	0,63	0,63

Поскольку по ГОСТ 3325-85 наружные кольца радиально-упорных подшипников 2-46115 (2 класса), используемые в рассматриваемом ШУ, устанавливаются с посадкой $N5/12$, то измеряемый натяг с учетом поля допуска охватываемой и охватывающей детали составляет $\delta_{II\max} = 33 \cdot 10^{-6}$ м и $\delta_{II\min} = 13 \cdot 10^{-6}$ м (рис. 5.4).

В соответствии с формулой (5.3) измеряемый натяг влияет на удельное давление в посадке наружных колец и на силу трения (рис. 5.7). В связи с этим селективным подбором натяга в пределах допуска можно повлиять на распределение тепловых потоков в ШУ.

5.2. Повышение быстроходности шпиндельных узлов путем управления тепловыми потоками

Для прецизионных шпиндельных узлов основными источниками тепла являются подшипники качения, располагающиеся в опорах шпинделя. Как следует из зависимостей, приведенных в работе [133] мощность тепловыделения пропорциональна частоте вращения шпинделя. Так как ограничивающим температурным критерием при проектировании ШУ является избыточная температура нагрева наружных колец подшипников, которая для станков класса точности С составляет $8^\circ \dots 10^\circ$ С [166, 174], то для повышения быстроходности ШУ необходимо обеспечить перераспределение тепловых потоков в ШУ с целью стабилизации темпера-

туры наружных колец подшипников. Решение поставленной задачи заключается в снижении термических сопротивлений на пути теплового потока к наружной поверхности гильзы шпинделя и повышении теплоотдачи с нее в окружающую среду.

Поскольку при проектировании ШУ, кроме температурного критерия должны учитываться и другие (жесткостные, вибрационные и др.), то в соответствии с результатами, приведенными в гл. 2-4, конструкторско-технологические решения (КТР), позволяющие достигнуть положительного результата без существенных конструкторских изменений, могут быть связаны

- с увеличением площади наружных теплоотдающих поверхностей, которое может быть реализовано изменением диаметральных размеров гильзы и выполнением на наружной цилиндрической поверхности кольцевых канавок;

- со снижением контактных термических сопротивлений путем увеличения давлений в соединениях, обеспечиваемых при сборке, а также снижение параметра R_a .

Эффективность предлагаемых мероприятий может быть оценена с использованием тепловой модели, представленной в разделе 5.1.2.

Для предельной частоты вращения шпинделя станка мод. 2440СФ4, составляющей 4000 об/мин, температуры наружных колец подшипников при температуре окружающей среды 20° С, рассчитанные по представленной в разделе 5.1.2 плоскоступенчатой модели, приведены на рис. 5.10. Полученные результаты свидетельствуют о том, что станок мод. 2440СФ4 соответствует температурному критерию. Однако, практически не имеется резерва для увеличения быстроходности без внесения конструкторско-технологических изменений.

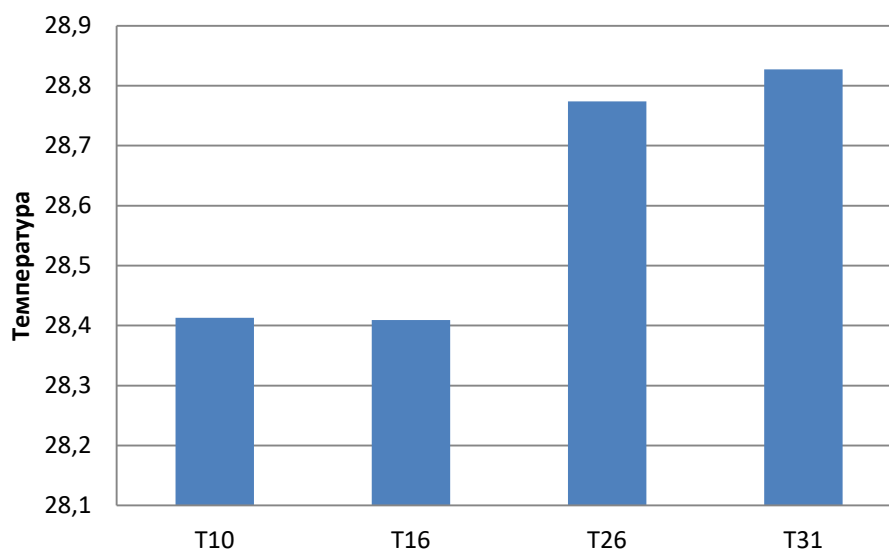


Рис. 5.10. Расчет температуры в наружных кольцах подшипников (узлы №10,16,26,31) станка мод. 2440СФ4

Разработанная КЭМ позволила оценить эффективность выполнения кольцевых проточек на свободной от посадки поверхности гильзы (рис. 5.11).



Рис. 5.11. Пример выполнения канавок на наружной поверхности гильзы

Был проведен расчет гильзы с кольцевыми канавками, нарезанными на наружной цилиндрической поверхности, свободной от посадки гильзы в корпус двух видов: квадратного профиля и прямоугольного углубленного профиля (рис.5.1), которые увеличат площадь, участвующую в конвекционном обмене у КЭ № 21, 23, 25, 28 (рис. 5.2) в два и три раза соответственно. Возможность изготовления прямоугольного углубленного профиля определяется их изготовления без снижения прочностных и жесткостных характеристик гильзы.

Результаты расчета приведены в табл. 5.8.

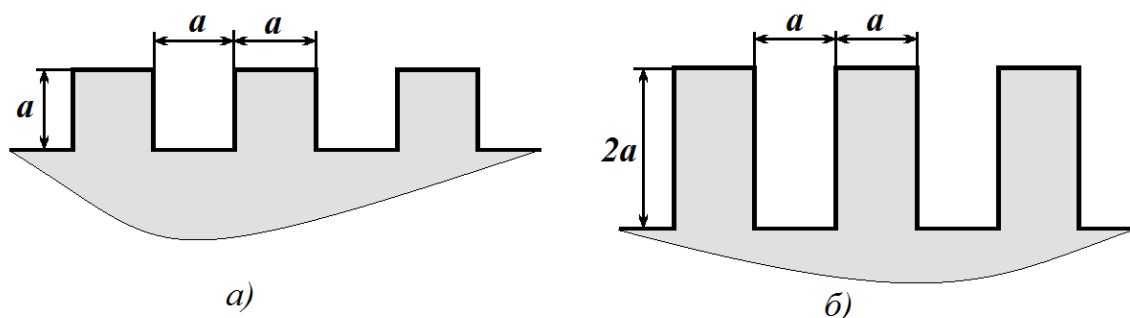


Рис.5.12. Профиль канавок на наружной поверхности гильзы: *a* - квадратного профиля; *б* - прямоугольного углубленного профиля

Таблица 5.8

Влияние канавок на наружной поверхности гильзы на температуру ШУ

№ КЭ наружных колец подшипников	Температура, °С		
	Гильза с гладкой наружной поверхностью	Гильза с канавками квадратного профиля	Гильза с канавками прямоугольного углубленного профиля
10	28,413	26,996	26,05
16	28,409	26,964	25,999
26	28,774	27,185	26,123
31	28,827	27,248	26,192

Вторым путем увеличения площади наружных теплоотдающих поверхностей является увеличение диаметральных размеров гильзы (табл. 5.9).

Таблица 5.9

Температура, °С, наружных колец подшипников для гильз различного диаметра

№ КЭ наружных колец подшипников	Диаметр гильзы, мм		
	Ø155	Ø175	Ø195
10	28,413	27,952	27,562
16	28,409	27,948	27,558
26	28,774	28,304	27,907
31	28,827	28,353	27,954

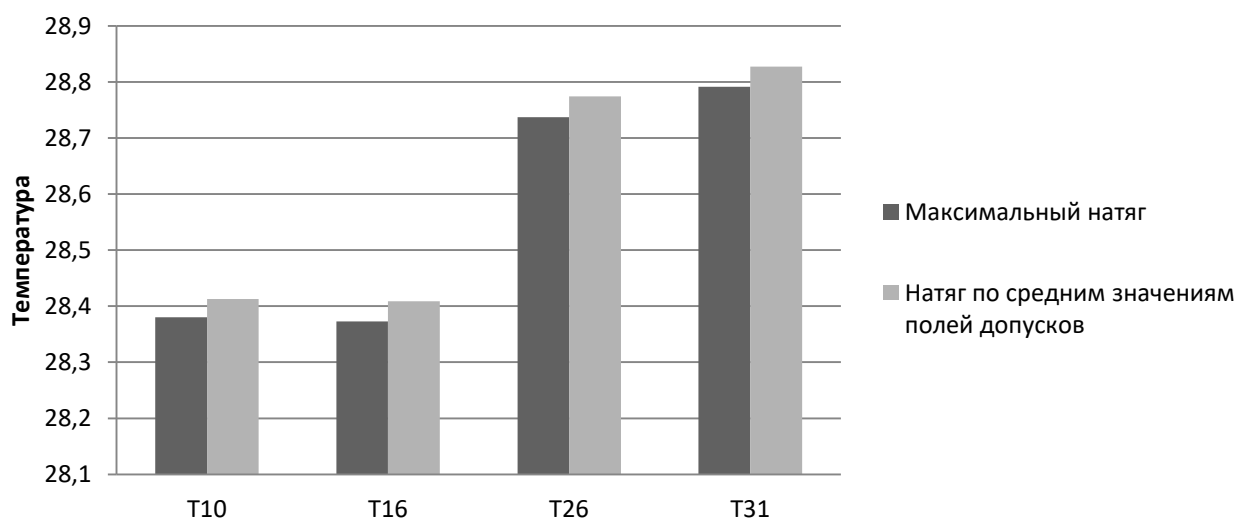


Рис. 5.13. Влияние селективного подбора натяга в посадках наружных колец на температуру подшипников

Управление тепловыми потоками в ШУ за счет снижения контактных термических сопротивлений может быть обеспечено увеличением давления в соединениях, получаемых при сборке, а также снижением параметра R_a .

Анализ прецизионной конструкции ШУ (рис. 5.5) и условия формирования посадок деталей (раздел.5.1.2), позволяет сделать вывод, что с натягом устанавливаются только наружные кольца подшипников, т.е. давления имеют место только в цилиндрических соединениях указанных деталей. Влияние селективного подбора подшипников с обеспечением среднего и максимального натягов в посадках колец на температуры подшипников на основании численного моделирования показан на рис. 5.13.

Эффективность повышения качества контактирующих поверхностей в ШУ с $R_a = 0,63$ мкм до $R_a = 0,32$ мкм приведена в табл. 5.10.

Таблица 5.10

Температура, °С, наружных колец подшипников в зависимости от качества контактирующих поверхностей

№ КЭ наружных колец подшипников	$R_a = 0,63$ мкм	$R_a = 0,32$ мкм
10	28,413	27,37
16	28,409	27,358
26	28,774	28,727
31	28,827	28,782

Результат комплексной реализации рассмотренных конструкторско-технологических решений представлен на рис. 5.14.

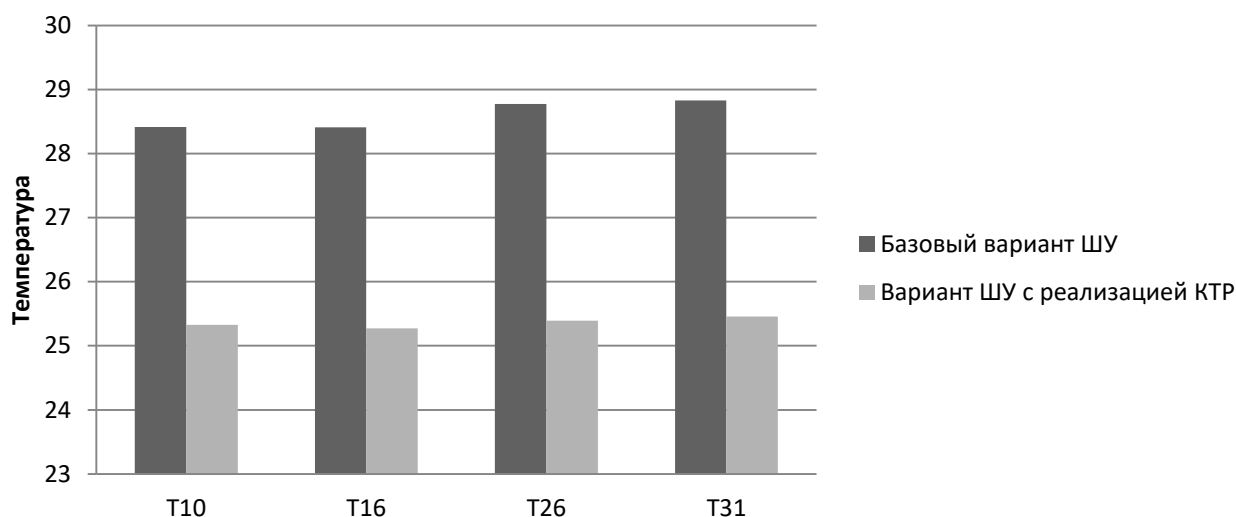


Рис. 5.14. Сравнение температуры в наружных кольцах подшипников (узлы №10,16,26,31) станка мод. 2440СФ4 для базового и варианта с реализацией КТР

Приведенные на рис. 5.14 значения температур подшипников ШУ с реализацией КТР позволяют увеличить частоту вращения шпинделя с 4000 об/мин (у базового варианта) до 5000 об/мин (максимальная быстроходность подшипников 2-46115 при работе с пластичной смазкой) и до 6300 об/мин (максимальная быстроходность подшипников 2-46115 при работе с жидкой смазкой). Получаемые при этом температуры подшипников (табл. 5.11) не превышают значений температурного критерия в 28...30°C .

Таблица 5.11

Температура, °С, наружных колец подшипников ШУ с реализацией КТР

№ КЭ наружных колец подшипников	$n_{max} = 5000$ об/мин (пластичная смазка)	$n_{max} = 6300$ об/мин (жидкая смазка)
10	26,659	28,39
16	26,588	28,301
26	26,74	28,493
31	26,824	28,599

5.3. Выводы

1. Разработана осесимметричная тепловая модель шпиндельного узла в условиях нескольких источников тепловыделения (на примере станка мод. 2440СФ4) при использовании крупноблочных конечных элементов.

2. Определены конструкторско-технологические параметры, характеризующие прохождение тепловых потоков через плоские и цилиндрические соединения деталей шпиндельного узла: давление, коэффициенты теплопроводности, толщины псевдослоя, параметры шероховатости.

3. С использованием разработанной модели предложены конструкторско-технологические решения, позволяющие снизить температуры подшипников шпинделя, что дает возможность повысить частоту вращения шпинделя с 4000 об/мин (у базового варианта) до 5000 об/мин (при работе с пластичной смазкой) и до 6300 об/мин (при работе с жидкой смазкой) у варианта с реализацией КТР.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Для определения факторов, оказывающих доминирующие влияющие на контактное термическое сопротивление, разработана плоская численная модель с псевдосредой (состоящий из площадок фактического контакта и полостей, заполненных воздухом или маслом) в зоне контакта и проведен ряд однофакторных экспериментов, в результате которых были выделены следующие значимые факторы: толщина псевдосреды, номинальное давление в контакте; предел текучести контактирующего материала; параметр, определяющий расположение зоны фактического контакта.

2. На основании проведения полно-факторного эксперимента типа 2^4 была разработана регрессионная модель изменения температуры в зоне контакта. ПФЭ подтвердил результаты однофакторных экспериментов, уточнив, что наиболее значимыми из четырех рассматриваемых факторов являются два: толщина псевдосреды и номинальное давление в контакте, которые оказывают доминирующее. На основании регрессионной зависимости изменения температуры в зоне контакта получено выражение для контактного термического сопротивления псевдосреды.

3. Проведенные натурные эксперименты выявили закономерности влияния конструкторско-технологических факторов на контактное термическое сопротивление плоского стыка. Используемая экспериментальная установка позволила учитывать микроотклонения (шероховатости) и макроотклонения контактирующих поверхностей при изменении давления в стыке от 2 до 40 МПа. Численное моделирование МКЭ экспериментальной установки визуализировало тепловые поля и расширило варьирование исходных данных. Результаты численных расчетов хорошо согласуются с опытными данными: погрешность составляет 3%.

4. Разработана инженерная методика определения распространения тепловых потоков в сборочных единицах с использованием крупноблочных конечных элементов, позволяющая исключить применения сложных специализированных программных продуктов и максимально учесть конструкторско-технологические параметры. Предложенная методика на основании решения системы алгебраических уравнений теплового баланса для узловых точек тепловой модели дает возможность определить температуру в любой точке конструкции.

5. Предложенная инженерная методика была апробирована при разработке 3D тепловой модели экспериментальной установки. Было промоделировано влияние на перепад температуры в зоне контакта усилия сжатия образцов, шероховатости контактирующих поверхностей ($Ra = 0,1 \dots 3,2$ мкм); заполнение полостей возду-

хом или маслом и применение разных марок сталей образцов. Данная методика была применена также при моделировании теплового состояния опоры ШУ.

6. Разработана тепловая модель шпиндельного узла в условиях нескольких источников тепловыделения и установлены закономерности формирования температурных полей. Даны рекомендации по выбору параметров тепловой модели, для плоских и цилиндрических соединений шпиндельного узла.

7. Предложены конструкторско-технологические решения, позволяющие снизить температуры подшипников шпинделя, что дает возможность повысить частоту вращения шпинделя с 4000 об/мин (у базового варианта) до 5000 об/мин (при работе с пластичной смазкой) и до 6300 об/мин (при работе с жидкой смазкой).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Алифанов, О.М. Тепловая и электрическая проводимость в металлах, полупроводниках и их контактах. / О.М. Алифанов, А.В. Ненарокомов, А.Г. Викулов // В книге: Авиация и космонавтика. Тезисы 19-ой Международной конференции. - 2020. - С. 206-207.
2. Алферов, В.И. Расчет теплостойкости при проектировании металлорежущих станков. / В.И. Алферов // СТИН. - 2006. - №4. - С. 7-10.
3. Алферов, В.И. Температурные поля, деформации и температуроустойчивость систем СПИД и металлорежущих станков: Справочник. / В.И. Алферов // Инженерный журнал. – 2006. - №8. - С.26-31.
4. Алферов, В.И. Температурные поля, деформации и температуроустойчивость систем СПИД и металлорежущих станков. Продолжение: Справочник. / В.И. Алферов // Инженерный журнал. – 2006. - №9. - С.18-22.
5. Алферов, В.И. Температурные поля, деформации и температуроустойчивость систем СПИД и металлорежущих станков. Продолжение: Справочник. / В.И. Алферов // Инженерный журнал. – 2006. - №10. - С.11-15.
6. Алферов, В.И. Теплостойкость металлорежущих станков. / В.И. Алферов // СТИН. – 2004 - №7. - С. 16-19.
7. Алферов, В.И. Термостабильность металлорежущих станков: Справочник. / В.И. Алферов // Инженерный журнал. – 2004. - №11. - С. 23-29.
8. Альмохаммад, А.М. Влияние температурных деформаций на технологическую точность станков. / А.М. Альмохаммад, М.В. Брунгардт, Е.А. Сорокин, И.А. Хорош, А.В. Брунгардт // Технология машиностроения. – 2022. – № 5. – С. 29–31.
9. Андреева, Е.Г. Исследование магнитного поля системы открытого типа с использованием комплекса программ ELCUT. / Е.Г. Андреева, А.А. Татевосян, И.А. Семина // Динамика систем, механизмов и машин. - 2009. - № 1. - С. 111-114.
10. Аристов, А.И. Расчет и выбор посадок с натягом. / А.И. Аристов, Е.Б. Малышева, О.В. Селиверстова, И.Д. Сергеев, Д.С. Фатюхин, А.Е. Шеина, О.В. Яндулова. - М.: МАДИ, 2017.- 28с.
11. Баскаков, А.П. Теплотехника. Учебник. / А. П. Баскаков, Б. В. Берг, О. К. Витт. Под ред. А. П. Баскакова. - М.: Энергоатомиздат, 1991. - 224 с.
12. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика. / Т.М. Башта - М.: Машиностроение, 1971.- 672с.
13. Бейзельман, Р.Д. Подшипники качения: Справочник. – 6-е изд., испр. и доп. / Р.Д.Бейзельман, Б.В.Цыпкин, Л.Я.Перель – М.: Машиностроение, 1975. – 574 с.
14. Блохин, Д.А. Методика определения температуры станка с минимальным влиянием тепловых деформаций на точность перемещений. / Д.А. Блохин, Ю.А.

Блохина, М.М. Лакман // В сборнике: Ученые Омска - региону. Материалы V Региональной научно-технической конференции. Под общей редакцией Л.О. Штриплинга. - 2020. - С. 27-30.

15. Блохин, Д.А. Оценка влияния остаточных температурных деформаций на точность размерной обработки. / Д.А. Блохин, Ю.А. Блохина, М.М. Лакман // В сборнике: Приоритетные направления инновационной деятельности в промышленности. Сборник научных статей по итогам двенадцатой международной научной конференции. - 2020. - С. 26-31.

16. Болотов, А.Н. Компьютерное моделирование физических взаимодействий технических поверхностей на микроуровне. / А.Н. Болотов, А.А. Рачишкин, О.В. Сутягин // Программные продукты и системы. - 2019. - № 1. - С. 109-114.

17. Бухмиров, В.В. Тепломассообмен. / В.В. Бухмиров. - Иваново: ИГЭУ им. В.И. Ленина, 2014. - 360 с.

18. Быков, Л.В. Методика построения цифрового двойника поверхности для контактных тепловых и прочностных задач / Л.В. Быков, Н.С. Голиков, А.Д. Ежов, И.С. Сладков, П.И. Талалаева // В книге: Авиация и космонавтика. Тезисы 19-ой Международной конференции. - 2020. - С. 222-223.

19. Быков, Л.В. Унификация методики расчета контактного термического сопротивления элементов конструкции на основе матрицы коэффициентов теплопроводности и жесткости / Л.В. Быков, А.Д. Ежов // В сборнике: Материалы XII Международной конференции по прикладной математике и механике в аэрокосмической отрасли (NPNJ'2018). - 2018. - С. 559-560.

20. Варгафтик, Н.Б. Справочник по теплопроводности жидкостей и газов. / Н.Б. Варгафтик, Л.П. Филиппов, А.А. Тарзиманов, Е.Е. Тоцкий - М.: Энергоатомиздат, 1990. - 352 с.

21. Васильков, Д.В. Электромеханические приводы металлообрабатывающих станков. Расчет и конструирование: Учебник. / Д.В. Васильков - СПб.: Политехника, 2010. - 759 с.

22. Галкин, В.А. Обеспечение регламентированных показателей точности токарных станков / В.А. Галкин, В.Н. Панин, А.В. Пуш // Станки и инструмент. - 1989. - №6. - С. 20-22.

23. Гаркунов, Д. Н. Износ и безызносность. / Д. Н. Гаркунов. - М.: Машиностроение, 2001. - 616 с.

24. Гаркунов, Д.Н. Триботехника. / Д. Н. Гаркунов. - М.: Машиностроение, 1989. - 328 с.

25. Гиловой, Л.Я. Влияние тонких теплоизолирующих прокладок и стыков на температурное поле станка. / Л.Я. Гиловой, В.В. Молодцов // СТИН. - 2004. - № 4. - С.15-18.

26. Гиловой, Л.Я. Имитационный анализ теплового состояния мотор-шпинделя на стальных и комбинированных подшипниках. / Л.Я. Гиловой, В.В. Молодцов // Станкостроение и инновационное машиностроение. Проблемы и точки роста. Материалы Всероссийской научно-технической конференции. - 2020. - С. 186-191.
27. Гиловой, Л.Я. Исследование теплового состояния и температурных деформаций шпиндельного узла на комбинированных опорах методами имитационного моделирования. / Л.Я. Гиловой, В.В. Молодцов, Г.В. Чернусь //СТИН. - 2009. - № 6. - С. 2-8.
28. Гиловой, Л.Я. Моделирование теплопроводности стыков в металлорежущих станках. / Л.Я. Гиловой, В.В. Молодцов // СТИН. - 2004. - № 5. - С.8.
29. Гиловой, Л.Я. Тепловые явления в шпиндельных узлах современных станков. / Л.Я. Гиловой, В.В. Молодцов, В.В. Вороненко // Наука сегодня: вызовы и перспективы развития. Материалы международной научно-практической конференции. - 2016. - С. 14-17.
30. Горячева, И. Г. Контактные задачи в трибологии. / И.Г. Горячева, М.Н. Добычин. - М.: Машиностроение, 1988. - 256 с.
31. ГОСТ 3325-85. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки.
32. ГОСТ 520-2011. Подшипники качения. Общие технические условия.
33. Григорьев, В.Ф. Особенности исследования тепловых деформаций шпиндельных узлов с использованием системы конечно-элементных расчетов. / В.Ф. Григорьев, В.П. Горбунов, С.В. Архутик // Вестник БрГТУ. - 2011. - №4
34. Демкин, Н.Б. Качество поверхности и контакт деталей машин. / Н.Б. Демкин, Э.В. Рыжов. - М.: Машиностроение, 1981. - 244 с.
35. Демкин, Н.Б. Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей. / Н.Б. Демкин. - М.: Наука, 1970. - 227 с.
36. Демкин, Н.Б. Развитие учения о контактном взаимодействии деталей машин. / Н.Б. Демкин, В.В. Измайлов // Вестник машиностроения. - 2008. - №10. - С. 28-32.
37. Демкин, Н. Б. Фактическая площадь касания твердых поверхностей. / Н.Б. Демкин. - М.: Изд-во АН СССР, 1962. - 141 с.
38. Денисенко, А.Ф. Оптимизация компоновки токарного станка с ЧПУ./ А.Ф. Денисенко, Р.Г. Гришин // Frontier Materials & Technologies. - 2022. - №2. - С. 17-27. <https://doi.org/10.18323/2782-4039-2022-2-17-27>.
39. Денисенко, А.Ф. Разработка тепловой модели шпиндельного узла металлорежущего станка. / А.Ф. Денисенко, Н.С. Назаров // Вестник СамГТУ: Технические науки. - 2014. - №3(43). - С.93-104.

40. Денисенко, А.Ф. Формирование регрессионной модели контактного термического сопротивления плоских соединений шпиндельных узлов. / А.Ф. Денисенко, Н.С. Назаров // Сборка в машиностроении, приборостроении. - 2017. - №7. - С.325-329.
41. Джонсон, К. Механика контактного взаимодействия. Пер. с англ. / К. Джонсон. - М.: Мир, 1989. - 510 с.
42. Дмитриев, Б.М. Взаимное влияние источников термических воздействий в станке на его работоспособность. / Б.М. Дмитриев // Ремонт. Восстановление. Модернизация. - 2013. - № 11. - С. 12-14.
43. Дмитриев, Б.М. Причины изменения свойств конструкции станка под действием термических явлений. / Б.М. Дмитриев // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. - 2013. - № 6. - С. 38-41.
44. Дмитриев, Б.М. Реакция несущей системы станка на термические воздействия. / Б.М. Дмитриев // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. - 2013. - №10. - С.75-78.
45. Дмитриев, Б.М. Термическая жесткость несущей системы металлорежущего станка. / Б.М. Дмитриев // Вестник машиностроения. - 2017. - № 11. - С. 56-58.
46. Дмитриев, Б.М. Характеристика теплового сопротивления шпиндельного узла. / Б.М. Дмитриев, А.М. Байдаков // Станки и инструмент. - 1982. - №6. - С. 24-27.
47. Дорняк, О.Р. Математическое моделирование контактного термического сопротивления для упругодеформируемых твердых тел методами механики многофазных систем. / О.Р. Дорняк, В.М. Попов, Н.А. Анашкина // Инженерно-физический журнал. - 2019. - Т. 92. - №5. - С. 2155-2167.
48. Дорняк, О.Р. Условия неидеального теплового контакта при моделировании температурных полей в разъемных соединениях твердых тел. / О.Р. Дорняк, В.М. Попов // Тепловые процессы в технике. - 2021. - Т. 13. - № 11. - С. 488-494.
49. Дроздов, Ю.Н. Прикладная трибология (трение, износ, смазка). / Ю.Н. Дроздов, Е.Г. Юдин, А.И. Белов. Под ред. Ю.Н. Дроздова. - М.: «ЭкоПресс». - 2010. - 604 с.
50. Дубров, Д.Ю. О возможности стабилизации температуры шпиндельного узла металлорежущего станка. / Д.Ю. Дубров, Ю.С. Дубров, Д.А. Сыромятников // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ». - (2017) Т.9. - №6 - <https://naukovedenie.ru/PDF/155TVN617.pdf> (доступ свободный)
51. Дульнев, Г.Н. Тепло- и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре. / Г.Н. Дульнев. - М.: Высшая школа, 1984. - 247 с.
52. Дунаев, П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование. / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - М.: Машиностроение. - 2004. - 560 с.

53. Еджеевски, Е. Влияние тепловых изменений зазора в подшипниках качения на жесткость шпиндельных узлов. / Е. Еджеевски, В. Квасъны // Станки и инструмент. – 1977. - №4. - С. 10-12.

54. Ежов, А.Д. Методика определения средних температур поверхностей при контактном теплообмене. / А.Д. Ежов, Л.В. Быков, С.Ю. Меснянкин // В сборнике: Междисциплинарные исследования в области математического моделирования и информатики. Материалы 7-й научно-практической internet-конференции. Отв. ред. Ю.С. Нагорнов. - 2016. - С. 256-262.

55. Ежов, А.Д. Расчетная оценка изменения фактической площади контакта при циклическом нагружении контактных пар изотропных материалов на основе моделирования параметров микрорельефа поверхности. / А.Д. Ежов, Л.В. Быков, Ю.А. Крылова // Вестник ПСТУ. Механика. - 2022. - №4. - С. 163-169.

56. Ежов, А.Д. Методика оценки эффективности использования покрытий для снижения термического сопротивления контакта. / А.Д. Ежов, И.С. Сладков, Л.В. Быков, П.И. Талалаева, Н.С. Голиков // В книге: Авиация и космонавтика. Тезисы 19-ой Международной конференции. – Москва. - 2020. - С. 231-232.

57. Ежов, А.Д. Численный метод определения фактической площади контакта соприкасающихся тел. / А.Д. Ежов, Л.В. Быков, С.Ю. Меснянкин // Поверхность. Рентгеновские, синхротронные и нейтронные исследования. - 2018. - №9. - С. 92-96.

58. ELCUT. Моделирование электромагнитных, тепловых и упругих полей методом конечных элементов. Версия 6.0. Руководство пользователя. – СПб: ООО «Тор», 2013.

59. Закс, Л. Статистическое оценивание. Пер. с нем. / Л. Закс. Под ред. Ю. П. Адлера, В. Г. Горского. – М.: Статистика, 1976. – 598 с.

60. Залялова, А.Р. Исследование тепловых потерь полимерных трубопроводов горячего водоснабжения с помощью математического моделирования в программе ELCUT. / А.Р. Залялова, Н.В. Лебедев, Г.М. Ахмерова // Тенденции развития науки и образования. - 2019. - №56-1. - С. 25-28.

61. Зверев, И.А. Исследование тепловых характеристик высокоскоростного шпинделя. / И.А. Зверев, У. Чжо // Вестник МГТУ "СТАНКИН". – 2016. - №3(38). - С.14-21.

62. Зверев, И.А. Исследование тепловых характеристик шпиндельных узлов на опорах качения. / И.А. Зверев, А.Р. Маслов // Вестник машиностроения. – 2017. - №1. - С.36-39.

63. Зверев, И.А. Современное состояние и перспективы развития высокоскоростных ШУ МРС. / И.А. Зверев // Станкоинструмент. - 2016. - №4. - С.62-69.

64. Зверев, И.А. Тепловая модель шпиндельных узлов на опорах качения. / И.А. Зверев, А.Р. Маслов // Вестник машиностроения. – 2016. - №12. - С.30-35.
65. Иванов, А.С. Нормальная, угловая и касательная контактные жесткости плоского стыка. / А.С. Иванов // Вестник машиностроения. – 2007. - №7. - С. 34-37.
66. Иванов, А.С. Сопоставление контактных сближений в плоском стыке, рассчитанных разными методами. / А.С. Иванов // Вестник машиностроения. – 2006. - №11. - С. 29-31.
67. Иванов, А.С. Термическая проводимость плоского стыка. // А.С. Иванов, В.В. Измайлов // Вестник машиностроения. - 2009. - №7. - С. 41-43.
68. Измайлов, В.В. Электротепловая аналогия и расчет проводимости дискретного контакта деталей машин. // В.В. Измайлов, С.А. Чаплыгин // Интернет-журнал "НАУКОВЕДЕНИЕ" Т. 8. - №2. - 2016. <http://naukovedenie.ru/PDF/26TVN216.pdf> (доступ свободный). DOI: 10.15862/26TVN216.
69. Каменев, С.В. Современные методы компьютерного моделирования и инженерного анализа тепловых характеристик шпиндельных узлов / С.В. Каменев, К.В. Марусич // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Т. 9. - №5. – 2017.
70. Карманное практическое руководство по термографии. Российское отделение Testo. - ООО «Тэсто Рус». - 2009. - 55с. <http://www.testo.ru>
71. Кеткина, О.С. Возможности *MSExcel* для регрессионного анализа. Электронный текстовый ресурс. / О.С. Кеткина. – УрФУ. - 2020. - 43 с. www.study.urfu.ru
72. Клепиков, С.И. Вибротермотрибологическое моделирование шпиндельных узлов станков. / С.И. Клепиков // СТИН. – 1998. - № 1. - С.3-4.
73. Косилова, А.Г. Точность обработки, заготовки и припуски в машиностроении. Справочник технолога. / А.Г. Косилова, Р.К. Мещеряков, М.А. Калинин. - М.: Машиностроение, 1976. - 288 с.
74. Косов, М.Г. Теплостойкость и быстроходность шпиндельных узлов металлорежущих станков. / М.Г. Косов, А.П. Кузнецов // Вестник МГТУ "Станкин". – 2011. - № 2 (14). - С. 22-24.
75. Кочетков, Д.В. Тепловой расчет деталей машин методом конечных элементов. / Д.В. Кочетков, М.Н. Качалкин // В сборнике: Информационные технологии в науке и образовании. Проблемы и перспективы. Сборник научных статей III Ежегодной межвузовской студенческой научно-практической конференции. - 2016. - С. 277-279.
76. Крагельский, И. В. Основы расчета на трение и износ. / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. - М.: Машиностроение, 1977. - 526 с.

77. Кузнецов, А.П. Вероятностные методы оценки и управления точностной надежностью металлорежущих станков при тепловых воздействиях. / А.П. Кузнецов // Проблемы машиностроения и надежности машин. - 2015. - № 4. - С. 72-81.
78. Кузнецов, А.П. Методы воздействия на теплостойкость металлорежущих станков. / А.П. Кузнецов, М.Г. Иванов. - М.: ВНИИТЭМР, 1986. - 60с.
79. Кузнецов, А.П. Структурный теплофизический анализ металлорежущих станков. / А.П. Кузнецов, М.Г. Косов // СТИН. - 2011. - № 3. - С. 13-20.
80. Кузнецов, А.П. Температурные расчеты шпиндельных узлов металлорежущих станков. / А.П. Кузнецов, М.Г. Косов. - Москва : Янус-К, 2010. - 159 с.
81. Кузнецов, А.П. Тепловой режим металлорежущих станков. / А.П. Кузнецов. - М.: МГТУ «Станкин», Янус-К, 2013. - 480 с.
82. Кузнецов, А.П. Теплостойкость и быстроходность шпиндельных узлов металлорежущих станков / А.П. Кузнецов, М.Г. Косов // Вестник МГТУ "Станкин". - 2011. - № 2 (14). - С. 22-24.
83. Курицкий, Б.Я. Поиск оптимальных решений средствами Excel 7.0. / Б.Я. Курицкий. - СПб.: ВHV- Санкт-Петербург, 1997. – 384 с.
84. Кухлинг, Х. Справочник по физике: Пер с нем. / Х. Кухлинг. -М.: Мир, 1985.-520 с.
85. Левина, З. М. Контактная жесткость машин. / З.М. Левина, Д.Н. Решетов. - М.: Машиностроение, 1971. - 264 с.
86. Левина, З.М. Расчетный анализ деформационных, динамических и температурных характеристик шпиндельных узлов при проектировании. / З.М. Левина, И.Г. Горелик, И.А. Зверев, А.П. Сегида. - М.: ЭНИМС, 1989. - 64 с.
87. Либерман, Я.Л. Система стабилизации температуры подшипников моторшпинделя с искусственным интеллектом / Я.Л. Либерман // Материаловедение. Машиностроение. Энергетика. Сборник научных трудов. Под руководством В.В. Кружаева. - 2015. - С. 398-410.
88. Либерман, Я.Л. Система стабилизации температуры подшипников моторшпинделя с искусственным интеллектом. / Я.Л. Либерман, Л.Н. Горбунова, Ю.Д. Боярских // СТИН. - 2019. - № 12. - С. 20-25.
89. Липов, А.В. Исследование влияния упругих и температурных деформаций шпиндельной бабки на ее работоспособность. / А.В. Липов, Г.С. Большаков, Д.А. Матвеев // В сборнике: системы проектирования, моделирования, подготовки производства и управление проектами CAD/CAM/CAE/PDM. Сборник статей IX Международной научно-практической конференции. Под ред. В.З.Зверовщикова, И.И. Воячека, А.Ю. Муйземнека, Д.В. Кочеткова. - 2015. - С. 55-59.

90. Липов, А.В. Модель тепловых деформаций шпиндельного узла сверлильно-го станка. / А.В. Липов, Г.С. Большаков, В.В. Панчурин // Модели, системы, сети в экономике, технике, природе и обществе. – 2014. - 4 (12). - С. 124–128.
91. Мадхусудана, К.В Контактная теплопередача. Исследования последнего десятилетия // К.В. Мадхусудана, Л.С. Флетчер // Аэрокосмическая техника. – 1987 - № 3. - С. 103–120.
92. Максак, В. И. Предварительное смещение и жесткость механического контакта. / В.И. Максак. - М.: Наука, 1975. - 60 с.
93. Мальков, В.А. Контактный теплообмен в газотурбинных двигателях и энергоустановках. / В.А. Мальков, О.Н. Фаворский, В.Н. Леонтьев. - М.: Машиностроение, 1978. - 144 с.
94. Маркин, С.М. Моделирование и анализ тепловых деформаций моторшпинделя в установившемся режиме. / С.М. Маркин, В.В. Молодцов // Автоматизация: проблемы, идеи, решения. Материалы международной научно-технической конференции: в 2 т. - 2010. - С. 183-185.
95. Медведев, Д.М. Автоматизированное технологическое обеспечение контактной жесткости шлифованных поверхностей деталей машин и их стыков. / Д.М. Медведев, В.А. Хандожко // Вестник БГТУ. – 2015. - № 2 (46). - С. 40-49.
96. Меснянкин, С.Ю. Методы расчета и регулирования контактных термических сопротивлений. / С.Ю. Меснянкин // Сборник науч. тр. «Тепловое проектирование систем». - М.: Изд_во МАИ, 1990. - С. 78–86.
97. Меснянкин, С.Ю. Определение контактного термического сопротивления на базе трехмерного моделирования соприкасающихся поверхностей. / С.Ю. Меснянкин, А.Д. Ежов, А.А. Басов // Известия академии наук. Энергетика. – 2014. - №5. - С. 65-74.
98. Меснянкин, С.Ю. Современный взгляд на проблемы теплового контактирования твердых тел. / С.Ю. Меснянкин, А.Г. Викулов, Д.Г. Викулов // Успехи физических наук. - 2009. - Т. 179. - № 9. - С. 945–970.
99. Миснар, А. Теплопроводность твердых тел, жидкостей, газов и их композиций. Пер. с фран. / А. Миснар. - М.: Мир, 1968. – 464 с.
100. Михеев, М.А. Основы теплопередачи. / М.А. Михеев, И.М. Михеева. - М.: Энергия, 1973. - 320с.
101. Молодцов, В.В. Опоры высокоскоростных шпиндельных узлов современных станков. / В.В. Молодцов, А.В. Чурилин, В.В. Бушуев // Вестник МГТУ «Станкин». – 2014. - № 4 (31). - С. 85-97.
102. Мурашов, М.В. Влияние расположения пятен контакта на тепловую контактную проводимость. / М.В. Мурашов, Е.С. Голубцова // Инженерный журнал: наука и инновации. - 2022. - № 3 (123).

103. Мурашов, М.В. Выбор параметров вычислительных алгоритмов при решении задачи контактного деформирования шероховатых тел в ANSYS. / М.В. Мурашов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия Естественные науки. - 2016. - № 1 (64). - С. 111-121.
104. Мурашов, М.В. Конечно-элементная модель теплового контакта шероховатых тел. / М.В. Мурашов // В сборнике: XII Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики. Сборник трудов. В 4-х т. - 2019. - С. 934-936.
105. Мурашов, М.В. Моделирование термического контактного сопротивления / М.В. Мурашов, С.Д. Панин // В сборнике: Труды пятой Российской национальной конференции по теплообмену. В 8 т. Российская академия наук и др. - 2010. - С. 142-145.
106. Мурашов, М.В. Особенности вычисления термического сопротивления в зоне контакта. / М.В. Мурашов, С.Д. Панин // В сборнике: Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках. Труды XVI Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева. - 2007. - С. 170-173.
107. Никитина, И.П. Симуляция термомеханического поведения двусторонних торцешлифовальных станков. / И.П. Никитина, А.Н. Поляков, Д.Г. Ворони // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. - 2022. - № 1. - С. 90–101. DOI: 10.34031/2071-7318-2021-7-1-90-101.
108. Никитина, Л.Г. Анализ теплового состояния мотор-шпинделя. / Л.Г. Никитина // Современные проблемы науки и образования. - 2013. - № 3. - С. 72.
109. Никитина, Л.Г. Моделирование теплового состояния мотор-шпинделя с радиальной системой вентиляции / Л.Г. Никитина // Современные проблемы науки и образования. - 2014. - № 5. - С. 256.
110. Овчинников, С.В. Введение в теорию теплообмена: теплопроводность в твердых телах: учеб.-метод пособие [Электронное издание]. / С.В. Овчинников. - Саратов: СГУ им. Н.Г.Чернышевского, - 2015. URL: http://elibrary.sgu.ru/uch_lit/1486.pdf
111. Оголихин, Д.А. Метод конечных элементов. / Д.А. Оголихин. - М.: Литрес, 2018. – 100 с.
112. Основы трибологии. / Под ред. А.В. Чичинадзе. - М.: Наука и техника, 1995. - 778 с.
113. Поляков, А.Н. Идентификация тепловой модели станка. / А.Н. Поляков // СТИН. - 2003. - №4. - С. 3-8.

114. Поляков, А.Н. Исследование теплового состояния станков с помощью нейронных сетей. / А.Н. Поляков, П.И. Дьяконов // СТИН. - 2006. - №10. - С. 10-11.

115. Поляков, А.Н. Построение закона распределения функции температуры в тепловой модели шпиндельного узла на опорах качения. / А.Н. Поляков // Техника машиностроения. – 2001. - № 3 (31). - С. 82-88.

116. Поляков, А.Н. Прогнозирование тепловых перемещений в станке методом "ближайших соседей". / А.Н. Поляков, П.И. Дьяконов // СТИН. – 2006. - №7. - С. 13-16.

117. Попов, В.М. Влияние времени приложения механической нагрузки на процесс формирования термосопротивления в зоне контакта металлических поверхностей. / В.М. Попов, А.В. Латынин, Н.А. Анашкина, Р.Н. Полянский // Воронежский научно-технический Вестник. - 2018. - Т. 3. - № 3 (25). - С. 103-106.

118. Попов, В.М. Теплопроводность через зону контакта металлических поверхностей с отклонениями формы. / В.М. Попов, О.Р. Дорняк, Н.А. Анашкина, К.С. Квитко // Воронежский научно-технический Вестник. - 2018. - Т. 4. - № 4 (26). - С. 59-63.

119. Попов, В.М. Термическое сопротивление в зоне контакта малонагруженных соединений. / В.М. Попов, А.В. Латынин, Н.А. Анашкина // Воронежский научно-технический Вестник. - 2018. - Т. 4. - № 4 (26). - С. 64-69.

120. Попов, В.М. Контактный теплообмен в соединениях с металлическими поверхностями, имеющими отклонения формы. / В.М. Попов, О.Р. Дорняк, Н.А. Анашкина // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. - 2017. - Т. 5. - № 1 (27). - С. 340-342.

121. Попов, В.М. К вопросу исследования термического контактного сопротивления / В.М. Попов // Известия Академии наук СССР. Энергетика и транспорт. - 1976. - № 3. - С.170-174.

122. Попов, В.М. К вопросу о повышении теплопроводности через зону контакта металлических поверхностей. / В.М. Попов, О.Р. Дорняк, К.О. Болквадзе // Воронежский научно-технический Вестник. - 2018. - Т. 4. - № 4 (26). - С. 55-58.

123. Попов, В.М. К вопросу определения термического сопротивления контакта систем с волнистыми поверхностями. / В.М. Попов, М.С. Лазарев // Инженерно-физический журнал. - 1971. - Т. 20. - № 5. - С. 846-852.

124. Попов, В.М. К определению термического сопротивления контакта обработанных металлических волнистых поверхностей. / В.М. Попов // Инженерно-физический журнал. - 1977. - Т. 32. - № 5. - С. 779-785.

125. Попов, В.М. К расчету температурного поля контактных соединений теплонапряженных узлов. / В.М. Попов, В.П. Белокуров // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. - 1990. - № 1. - С. 69-72.
126. Попов, В.М. Контактный теплообмен в соединениях с малотеплопроводными заполнителями / В.М. Попов, О.Л. Ерин, А.А. Тиньков, А.Н. Швырёв // Вестник ВГТУ. - 2013. - Т. 9. - № 2. - С. 95-97.
127. Попов, В.М. Определение термического контактного сопротивления в соединенных элементах теплонапряженных конструкций. / В.М. Попов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. - 1975. - № 5. - С.104-107.
128. Попов, В.М. Обобщенные зависимости для определения термического контактного сопротивления. / В.М. Попов // Инженерно-физический журнал. - 1977. Т. 33. - № 1. - С.97-100.
129. Попов, В.М. Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. / В.М. Попов. - М.: Энергия, 1971. - 216 с.
130. Попов, В.М. Теплообмен при контакте обработанных металлических поверхностей с волнистостью и микроотклонениями. / В.М. Попов, Л.Ф. Янин // Известия высших учебных заведений. Энергетика. - 1971. - № 3. - С. 90-94.
131. Попов, В.М. Теплообмен в зоне контакта поверхностей с отклонениями формы. / В.М. Попов, О.Р. Дорняк, А.В. Латынин, Е.Н. Лушникова // Воронежский научно-технический Вестник. - 2020. - Т. 4. - № 4 (34). - С. 64-69.
132. Потапов, В.А. Высокоскоростная обработка. / В.А. Потапов, Г.И. Айзеншток. - М.: ВНИИТЭМР. Сер. 1. Металлорежущее оборудование. - 1986. - Вып. 9 - 60 с.
133. Проников, А.С. Проектирование металлорежущих станков и станочные системы: Справочник-учебник. В 3-х т. Т. I: Проектирование станков / А.С. Проников, О.И. Аверьянов, Ю.С. Аполлонов. Под общ. ред. А.С. Проникова. - М.: Издво МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1994. - 444 с.
134. Пронин, В.А. Введение в расчетную платформу ANSYS Workbench: учебно-методическое пособие. / В.А. Пронин, Д.В. Жигновская, В.А. Цветков.- СПб Университет ИТМО. - 2019. - 46 с.
135. Пуш, А.В. Шпиндельные узлы. Качество и надежность. – М: Машиностроение, 1992. – 288 с.
136. Рачишкин, А.А. Исследование термического сопротивления шероховатых стыков вычислительным экспериментом. / А.А. Рачишкин, О.В. Сутягин, А.Н. Болотов, В.В. Измайлов // Трение и износ. - 2019. - Т. 40. - № 1. - С. 77-84.
137. Раменский, В.В. Алгоритм расчета смещения шпиндельной сборки / В.В. Раменский, Э.Е. Кошовенко, Е.В. Раменская // Решетневские чтения. – 2021. - С 532-534.

138. РД 37.001.131-89. Затяжка резьбовых соединений. Нормы затяжки и технические требования.
139. Рейдман, Л.Г. Расчет температурных полей шпиндельных узлов металлорежущих станков. / Л.Г. Рейдман // Станки и инструмент. – 1977. - №4. - С. 12-14.
140. Ремизов, Э.В. Интеллектуальный мониторинг шпиндельного узла на базе нечеткой логики / Э.В. Ремизов, Е.А. Лукьянов // Вестник ДГТУ. – 2008. - Т.8. - №3 (38). - С.221-225.
141. Решение задачи на множественную регрессию в *Excel*. Электронный текстовый ресурс. – 9 с. https://www.matbu.ru/ex_es.php?p1=esexcel.
142. Решетов, Д. Н. Расчет деталей станков. / Д.Н. Решетов. - М.: Машгиз, 1945. - 140 с.
143. Ристигулова, В.Б. ELCUT обработка температурного воспроизводства и создания 3D модели производством. / В.Б. Ристигулова, Г.А. Нуртай // Актуальные научные исследования в современном мире. - 2019. - №1-2(45). - С. 144-150.
144. Ристигулова В.Б., Нуртай Г.А. Использование программы ELCUT для решения проблемы теплообмена. / В.Б. Ристигулова, Г.А. Нуртай // Актуальные научные исследования в современном мире. - 2018. - №3-3(35). - С. 119-125.
145. Рудзит, Я. А. Микрогеометрия и контактное взаимодействие поверхностей. / Я.А. Рудзит. - Рига: Зинатне, 1975. - 210 с.
146. Рыжов, Э. В. Основы расчета стыковых поверхностей деталей машин на контактную жесткость. / Э.В. Рыжов. - М.: Машгиз, 1962. - 142 с.
147. Рыжов, Э.В. Расчет шероховатости поверхности в условиях избирательного переноса. Применение избирательного переноса в узлах трения машин. / Э.В. Рыжов, В.М. Хохлов. - М., 1976. - С. 35-40.
148. Салова, И.А. Моделирование в ELCUT. / И.А. Салова, В.В. Хрущев. - Санкт-Петербург: Спб ГУАП, 2007. - 54 с.
149. Самохвалов, Е.И. Температурный анализ высокоскоростных шпиндельных узлов. / Е.И. Самохвалов // Станки и инструмент. – 1989. - №4. - С.8-10.
150. Самохвалов, Е.И. Температурный расчет шпиндельных узлов на опорах качения / Е.И. Самохвалов // Станки и инструмент. – 1991. - №12. - С.7-9.
151. Семернин, А.Н. Применение программы "ELCUT" для моделирования магнитных полей в электрических машинах. / А.Н. Семернин, А.А. Урванов // Энергетические системы. - 2016. - № 1. - С. 289-291.
152. Сердюк, А.И. Автоматическое обеспечение теплоустойчивости станков на различных этапах их жизненного цикла. / А.И. Сердюк, А.Н. Поляков // СТИН. – 2005. - №5. - С. 7-10.

153. Смирнов, А.И. Температурные деформации станков с ЧПУ, способы их снижения и коррекции. / А.И. Смирнов // Станки и инструмент. – 1978 - №10. - С. 11-13.
154. Стародубов, В.С. Отвод теплоты охлаждением деталей и узлов станка и масла в гидросистеме для снижения температурных деформаций. Справочник / В.С. Стародубов // Инженерный журнал. – 2007. - №7. - С. 39-46.
155. Стародубов, В.С. Подвод теплоты к деталям и узлам станка для быстрой стабилизации температуры нагрева и их температурных деформаций. Справочник. / В.С. Стародубов // Инженерный журнал. – 2007. - №8. - С. 49-52.
156. Стародубов, В.С. Способы снижения тепловыделений и температурных деформаций в металлорежущих станках с ЧПУ. Справочник. / В.С. Стародубов // Инженерный журнал. – 2007. - №5. - С. 32-39.
157. Стародубов, В.С. Температурные деформации и характер их влияния на точность металлорежущих станков с ЧПУ. Справочник. / В.С. Стародубов // Инженерный журнал. – 2007. - №4. - С. 29-40.
158. Стародубов, В.С. Температурные деформации станков с ЧПУ, способы их снижения и коррекции. / В.С. Стародубов // Вестник машиностроения. – 2008. - №2. - С. 48-53.
159. Суслов, А.Г. Автоматизация расчета нормальной контактной жесткости стыков плоских поверхностей шлифованных деталей. / А.Г. Суслов, С.Г. Бишутин, Д.М. Медведев, В.А. Хандожко // Вестник БГТУ. – 2006. - № 2 (10). - С. 135-139.
160. Суслов, А. Г. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей. / А.Г. Суслов. - М.: Машиностроение, 1987. - 208 с.
161. Сутягин, О.В. Компьютерное моделирование контактного взаимодействия шероховатых поверхностей. / О.В. Сутягин, А.Н. Болотов, А.А. Рачишкин // Трение и износ. - 2016. - Т. 37. - № 3. - С. 262-268.
162. Татевосян, А.С. Решение задачи оптимального управления электромагнитным приводом колебательного движения на основе применения программы "ELCUT". / А.С. Татевосян, А.А. Татевосян, Н.В. Захарова, С.В. Шелковников // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. - 2015. - № 11-1. - С. 19-24.
163. Теплотехнический справочник. Под общ. ред. В.Н. Юренева и П.Д. Лебедева. В 2-х т. Т. 2. - М., «Энергия», 1976. - 896с.
164. Удалов, А.И. Тепловое проектирование радиоэлектронных средств: Учебное пособие. / А.И. Удалов // ГОУВПО МИРЭА. - 2007. - 184 с.

165. Фигатнер, А.М. Конструирование быстроходных шпиндельных узлов. / А.М. Фигатнер // По материалам журнала фирмы FAG "Walzlager technik DA". М.: ЭНИМС, - 1990. - 88 с.
166. Фигатнер А.М. Шпиндельные узлы современных металлорежущих станков. Обзор. / А.М. Фигатнер. - М.: НИИмаш, 1983. - 60 с.
167. Фролов, А.В. Повышение точности шпиндельных узлов прецизионных станков методом термоупругого моделирования при заданной их теплоустойчивости: дисс. ... канд. техн. наук / А.В. Фролов; - Москва, - 2007. - 157 с.
168. Федорова, Н.Н. Основы работы в ANSYS 17. / Н.Н. Федорова, С.А. Вальгер, М.Н. Данилов, Ю.В. Захарова. - М.: ДМК Пресс, 2017. - 210 с.
169. Хайман, Д.Н. Современная микроэкономика: анализ и применение. В 2-х т. Т.1. / Д.Н. Хайман. - М.: Финансы и статистика, 1992. С.160.- 384 с.
170. Хохлов, В.М. Расчет контурных площадей контакта и давлений / В.М. Хохлов // Известия вузов. Машиностроение. - 1990. - № 4. - С. 20 - 24.
171. Хохлов, В.М. Расчет соединений. / В.М. Хохлов, С.В. Хохлова, Д.И. Петраков. - Брянск: ООО "ВИМАХО", 2007. - 208 с.
172. Хохлов, В.М. Шероховатость поверхностей упруго контактирующих тел. / В.М. Хохлов // Известия вузов. Машиностроение. - 1990. - № 10. - С. 109 - 113.
173. Чичинадзе, А.В. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А. В. Чичинадзе., Э. М. Берлинер. Под общ. ред. А.В. Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 2003. - 575 с.
174. Шестернинов, А.В. Конструирование шпиндельных узлов металлорежущих станков. / А.В. Шестернинов. - Ульяновск: УлГТУ, 2006. - 96 с.
175. Шлыков, Ю.П. Контактное термическое сопротивление. / Ю.П. Шлыков, Е.А. Ганин, С.Н. Царевский. - М.: Энергия, 1977. - 327 с.
176. Юрин, В. Н. Шпиндельные узлы с тепловыми трубами. / В.Н. Юрин // Станки и инструмент. - 1981. - №4. - С. 16-18.
177. Ягопольский, А.Г. Сравнительный анализ и обобщение способов коррекции температурных деформаций в металлорежущих станках. / А.Г. Ягопольский, Д.А. Винников // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. - 2017 - №1(682). - С.71-78.
178. Aalilija A., Gandin C., NACHEM E. A simple and efficient numerical model for thermal contact resistance based on diffuse interface immersed boundary method. International Journal of Thermal Sciences. 2021. № 166. P.1-11. DOI:<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106817>.
179. ANSYS Student. Free Student Software. - URL: <https://www.ansys.com/academic/freestudent-products> (accessed: 24.04.2023).

180. Cheng Y., Zhang X., Zhang G., Jiang W., Li B. Thermal error analysis and modeling for high-speed motorized spindles based on LSTM-CNN. *Int. J. Adv. Manuf. Tech.* 2022. №121. P. 3243–3257. DOI:10.1007/s00170-022-09563-9.
181. Ezhov A.D., Bykov L.V., Mesnyankin S.Y. Numerical method for determining the real contact area of contacting bodies. *Journal of Surface Investigation: X-Ray, Synchrotron and Neutron Techniques.* 2018. T. 12. № 5. C. 914-917.
182. 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, № 23(4).P.2271 - 2279. <https://doi.org/10.2298/TSCI1904271F>.
183. Gilovoi L.Ya., Molodtsov V.V., Chemus G.V. Thermal state and temperature deformation of spindle on combined bearings /*Russian Engineering Research.* 2009. T. 29. № 9. C. 920-925.
184. Huang Z., Liu Y., Du L. et al. Thermal error analysis, modeling and compensation of five-axis machine tools. *J. Mech. Sci. Technol.* 2020. №34, P.4295–4305. <https://doi.org/10.1007/s12206-020-0920-y>.
185. 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. № 44(3). P. 344 - 351. <https://www.nrcresearchpress.com/doi/abs/10.1139/tcsme-2019-0124>.
186. Kamenev S. Method for automated building of spindle thermal model with use of CAE system. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 327 022055. 2018.
187. Kuznetsov A.P. Probability methods of evaluation and control of precision reliability of metal-cutting machine tools under thermal effects / *Journal of Machinery Manufacture and Reliability.* 2015. T. 44. № 4. C. 363-371.
188. Kuznetsov A.P., Kosov M.G. Structural thermophysical analysis of metal-cutting machines. *Russian Engineering Research.* 2011. T. 31. № 6. C. 599-606.
189. Li Wu, Qingchang Tan. Study of a Spindle-Bearing System. *Entropy* 2016, 18(7), 271; <https://doi.org/10.3390/e18070271>.
190. Madhusudana C.V. *Thermal Contact Conductance*, 2nd ed. Sydney: Springer, 2014. doi:10.1007/978-3-319-01276-6.
191. 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. *Precis. Eng.* 2021. №66. P.21–30. DOI:10.1016/j.precisioneng.2020.06.010.
192. Mesnyankin S.Y., Vikulov A.G., Vikulov D.G. Solid-solid thermal contact problems: current understanding. *Physics-Uspekhi.* 2009. T. 52. № 9. C. 891-914.

193. Nikitina L. Modeling of motor-spindel thermal values /В сборнике: International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2017. Сер. "Procedia Engineering" 2017. С. 1316-1320.
194. Prabhu V Raja, Sathiya R Moorthy Thermal modelling of a high speed motor spindle. Arabian Journal for Science and Engineering. 2019 <https://doi.org/10.1007/s13369-019-03732-x>.
195. Rachishkin A.A., Sutvagin O.V., Bolotov A.N., Izmailov V.V. Study of the thermal resistance of rough-surfaced junctions by computer-based simulation. Journal of Friction and Wear. 2019. Т. 40. № 1. С. 58-64.
196. Sutvagin O.V., Bolotov A.N., Rachishkin A.A. Computer simulation of the contact of rough surfaces. Journal of Friction and Wear. 2016. Т. 37. № 3. С. 198-203.
197. Tseng, P.C., Ho, J.L. A study of high-precision CNC lathe thermal errors and compensation. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2002. 19, 850-858
198. 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. № 77. P. 65-76.
199. Xian Y, Zhang P, Zhai S, Yuan P, Yang D. Experimental characterization methods for thermal contact resistance: A review. Applied Thermal Engineering. 2018. №130. P. 1530-1548. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.163>.
200. Yanfang Dong, Feifan Chen, Tuanliang Lu, Ming Qiu. Research on thermal stiffness of machine tool spindle bearing under different initial preload and speed based on FBG sensors. Int J Adv Manuf Technol 119, 941-951 2022. <https://doi.org/10.1007/s00170-021-08330-6>.
201. Yang Li et al A review on spindle thermal error compensation in machine tools. International Journal of Machine Tools & Manufacture. 2015. 95: 20–38.
202. Živković A. M., et al. A Study of Thermal Behavior of the Machine Tool Spindle. THERMAL SCIENCE. 2019. Vol. 23. № 3B. P. 2117-2130. <https://doi.org/10.2298/TSCI180129118Z>.
203. 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. №26. P. 1137-1146.
204. Week M.; Mckeown P. Reduction and compensation of thermal error in machine tools. CIRP Annals Manufacturing Technology. 1995. № 44(7). P. 589–598. <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2018.07.150>.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Определение марки материала образцов с помощью оптического эмиссионного спектрометра ДФС-500

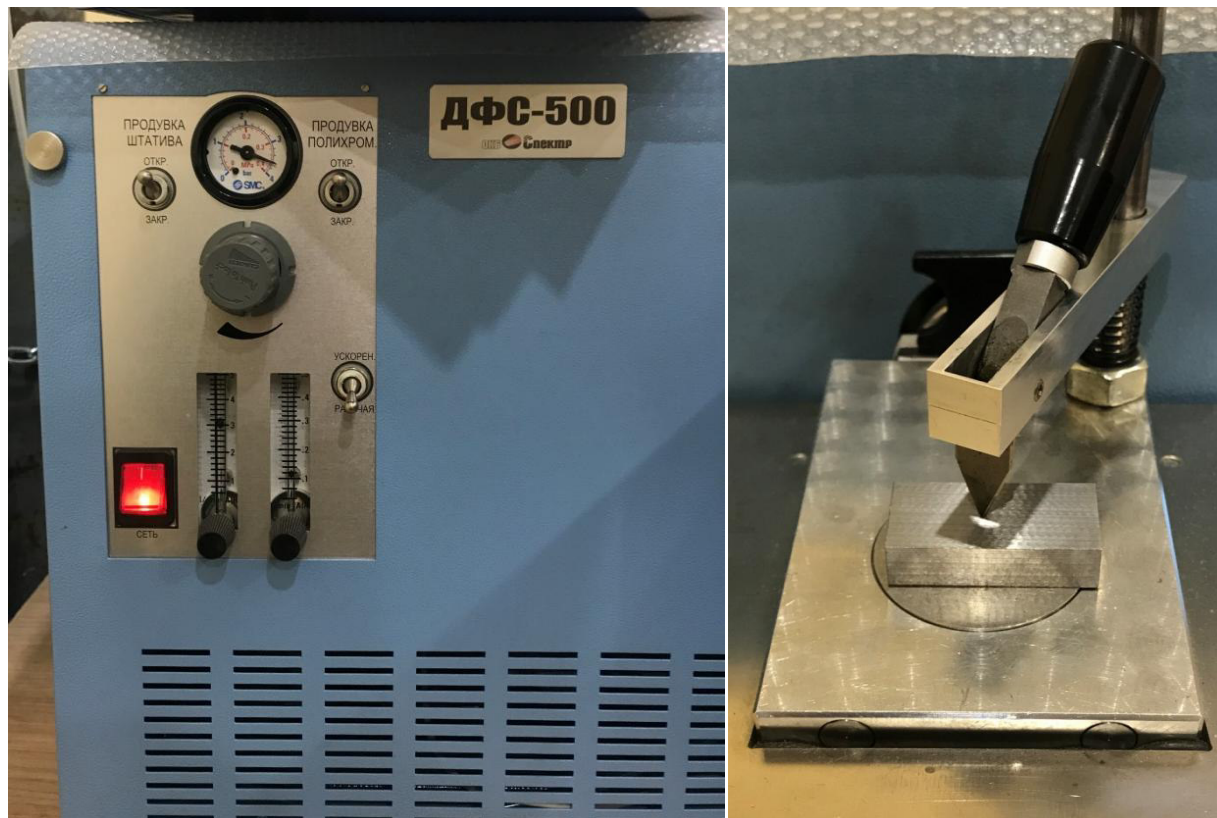


Рис. А1 Оптический эмиссионный спектрометр ДФС-500

Анализ проб. Методика Сталь_срлег(инд)_483 скорректирована 260421.

Дата: 20.01.2023 время:9:44:49

Образец: 1

ГОСТ: 1050-88 марка: 15

	С измер.	С min	С max
Fe (основа)	98.644		
Mn	0.591	0.350	0.650
Si	0.276	0.170	0.370
C	0.168	0.120	0.190
Ni	0.110		0.300
Cr	0.089		0.250
Cu	0.034		0.300
S	0.015		0.040
P	0.013		0.035
Co	0.011		
Mo	0.011		
Ti	0.0075		
Al	0.0052		
As	0.0035		0.080
V	0.0023		
Pb	0.0022		
Sb	0.0020		
Ce	0.0019		
Nb	0.00069		
Zn	0.00036		
Ca	<0.00071		
W	0.00015		
B	< 0.0020		
Sn	0.00000		

Рис. А2 Результаты анализа марки материала образцов

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Свидетельство о поверке пирометра

ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ
«ИСКАТЕЛЬ-2» 
СВИДЕТЕЛЬСТВО О ПОВЕРКЕ

№ С-АКЗ/04-04-2022/
Действительно до 03 апреля 2023 г.

Средство измерений Пирометр инфракрасный DT-8833
наименование, тип, модификация средства измерений
53856-13
регистрационный номер в Федеральном информационном фонде по обеспечению единства измерений
присвоенный при утверждении

заводской (серийный) номер: 200604213

в составе -----

номер знака предыдущей поверки -----

поверено в диапазоне от - 40 + 800
наименование единиц величин, диапазон измерений, на которых поверено средство измерений

в соответствии с МП 53856-13
наименование или обозначение документа, на основании которого выполнена поверка

с применением эталонов: 3.2.АКЗ.0101.2019 3.2.АКЗ.0141.2019 3.2.АКЗ.0103.2019
3.2.АКЗ.0138.2019 3.2.АКЗ.0145.2019
регистрационный номер и (или) наименование, тип, заводской номер, разряд, класс или
погрешность эталонов, применяемых при поверке

при следующих значениях влияющих факторов: Температура +22°C,
перечень влияющих факторов

атмосферное давление 741 мм рт.ст., относительная влажность 56%
нормированных в документе на методику поверки, с указанием их значений

и на основании результатов первичной (периодической) поверки признано
ненужное зачеркнуть
пригодным к применению.

Знак поверки:  Номер записи сведений о результатах поверки в ФИФ ОЕИ

Главный метролог / Муравская Ирина Ивановна /
должность руководителя подразделения  подпись фамилия, имя и отчество (при наличии)

Поверитель / Серпов Павел Сергеевич /
подпись  подпись фамилия, имя и отчество (при наличии)

 Дата поверки 04 апреля 2022 г.

серия С-АКЗ-R №0003208

www.iskatel2.ru; e-mail: zakaz@iskatel2.ru +7 (495) 308-22-82

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Акт-внедрения на ЗАО «СТАН-Самара»

ЗАВОД КООРДИНАТНО-РАСТОЧНЫХ СТАНКОВ

JIG-BORING MACHINE PLANT

СТАН-САМАРА

STAN-SAMARA

Россия, 443022, г. Самара, ул. XXII Партсъезда, 7а, тел.: (846) 955-30-83, тел./факс: (846) 992-69-84
E-mail: stan@samara.ru www.stan-samara.ru

АКТ

О внедрении результатов диссертационной работы Подкругляк Любви Юрьевны на тему: **«Повышение быстроходности шпиндельного узла на основе моделирования его теплового состояния»**

г.Самара

03 августа 2023г.

Результаты диссертационной работы Подкругляк Любви Юрьевны использованы при проектировании координатно-расточного станка модели СКР-400 отделом главного конструктора предприятия.

Разработанная инженерная методика конечно-элементного анализа с использованием крупноблочных конечных элементов позволяет спрогнозировать картину температурного поля на этапе проектирования оборудования. Методика дает возможность учесть проектные конструкторско-технологические факторы через оценку термических сопротивлений деталей, входящих в состав шпиндельного узла, и контактных термических сопротивлений соединений деталей с учетом условий контактирования, что позволяет разработать мероприятия по направленному формированию температурного поля.

Моделирование тепловых процессов в сборочных единицах оборудования с использованием крупноблочных конечных элементов позволяет свести задачу построения температурного поля к решению системы линейных уравнений и отказаться от использования сложных программных продуктов.

Директор



А.Н. Царфин

