

Машиностроение

УДК 621.892

РАЗРАБОТКА ТЕПЛОВОЙ МОДЕЛИ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО СТАНКА

А.Ф. Денисенко, Н.С. Назаров

Самарский государственный технический университет
Россия, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

Рассмотрены вопросы возникновения и влияния тепловых деформаций станков. На примере конструкции шпиндельного узла рассмотрены факторы, влияющие на формирование тепловой картины, определены источники тепла шпиндельных узлов, подробно описан процесс прохождения тепловых потоков через стыки деталей. Разработана методика формирования тепловой модели шпиндельного узла металлорежущего станка с учетом распространения тепловых потоков через соединения, имеющие термическое сопротивление. На основе численного моделирования оценено влияние качества обработки контактирующих деталей, конвекции от сопряженных деталей, материала во впадинах микро- и макронеровностей на теплопроводность контакта. Оценка влияния указанных факторов выполнена с учетом влияния временного параметра, величины фактической площади контакта и ее расположения в пределах площади сопряжения.

Ключевые слова: *шпиндельный узел, тепловой поток, фактическая площадь контакта, термическое контактное сопротивление.*

Развитие современных металлорежущих станков связано с обильным выделением тепла в них. Это в первую очередь обусловлено расширением их технологических возможностей: увеличением мощности привода главного движения, расширением диапазонов частот вращения шпинделя и скоростей подачи, увеличением числа координат и соответственно количества электродвигателей и др. Все это приводит к росту тепловыделения и температурных деформаций.

Тепловые процессы в станках оказывают влияние на точность обработки не только путем изменения пространственного положения оси шпинделя и инструмента и отклонения траектории перемещения подвижных рабочих органов станка от заданных, но и за счет изменения зазоров и натягов в подшипниках и соединениях различных узлов, изменения условий работы смазки и др.

Шпиндельные узлы (ШУ) – наиболее ответственные механизмы металлорежущих станков. Конструкция, размеры, качество изготовления и качество сборки шпинделя во многом определяют точность обработки станка.

Александр Федорович Денисенко (д.т.н., проф.), заведующий кафедрой «Автоматизированные станочные и инструментальные системы».

Никита Сергеевич Назаров, аспирант.

Определение тепловых деформаций ШУ и оценка изменения условий его функционирования при воздействии тепловых факторов осложняется рядом факторов.

Во-первых, это значительное число источников тепловыделения. Поскольку шпиндель представляет собой вал (чаще всего полый), установленный на двух опорах (иногда на трех), то в современных быстроходных ШУ опоры являются основным источником тепла. В большинстве станков (90...95 %) опорами шпинделя являются подшипники качения.

Кроме опор шпинделя тепло выделяется в приводных элементах (зубчатых или ременных передачах), зубчатых передачах, используемых для обеспечения работы приводов подачи, а также в дополнительных подшипниках, необходимых для обеспечения эксплуатационных характеристик ШУ (например конструкция разгруженного шкива ременной передачи). Зависимости по определению количества тепла, образующегося в источниках, приведены в [1].

Значительное количество тепла поступает в ШУ из зоны резания [1].

Дополнительные тепловые потоки появляются в конструкциях мотор-шпинделей, где кроме тепловыделения в перечисленных источниках имеет место выделение тепла в электродвигателе.

Во-вторых, конструкция ШУ предполагает наличие в нем помимо шпинделя большого числа деталей (втулки, кольца, фланцы, гайки для фиксации опор и т. п.), каждая из которых контактирует с другими или имеет свободные поверхности, через которые может происходить теплообмен с окружающей средой.

Вся конструкция объединена корпусом, и это создает возможность многовариантного распространения тепловых потоков, их деления и сложения (рис. 1).

Таким образом, разработка аналитической модели, позволяющей прогнозировать тепловые процессы в ШУ, требует существенных допущений, которые не только не позволяют оценить влияние особенностей конструкции, но и полностью исключают учет влияния технологического фактора (качество изготовления и сборки).

В связи с этим реальным путем решения указанных задач является использование численного моделирования с использованием современных программных пакетов, например ANSYS. Указанная программа позволяет рассчитывать температурные поля в системах с учетом соединения деталей с различными коэффициентами теплопроводности и прохождения тепловых потоков через контакты этих деталей. Таким образом, результаты использования численного моделирования будут зависеть в первую очередь от точности и достоверности исходных данных для разработанной модели. И если структура модели (форма и размеры деталей, форма и размеры их контактов) определяется без значительных трудностей, то задание условий прохождения теплового потока через многочисленные стыки является весьма сложной задачей, требующей обоснованного учета точностных характеристик этих деталей и условий их сборки.

Это связано с тем, что прохождение теплового потока через контактирующие поверхности весьма отличается от его движения через сплошной материал. Причиной является то, что в реальных стыках отсутствует идеальный контакт по всей поверхности. Любая реальная поверхность представляет собой комбинацию выступов и впадин, размер и форма которых

зависят от способа обработки. Таким образом, при контактировании двух поверхностей образуется фактическая площадь контакта, состоящая из отдельных пятен контакта, которые при наличии волнистости или макронеровностей концентрируются в определенных областях.

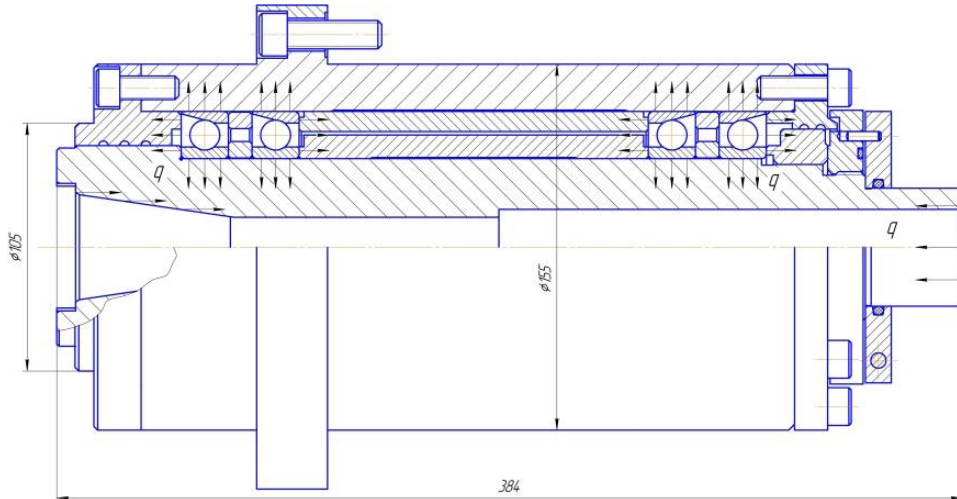


Рис. 1. Шпиндельный узел координатно-расточного станка 2440СФ4

Для иллюстрации возможностей современного программного обеспечения и оценки влияния технологических факторов был рассмотрен плоский контакт двух тел цилиндрической формы, существенно отличающихся диаметром и толщиной (рис. 2).

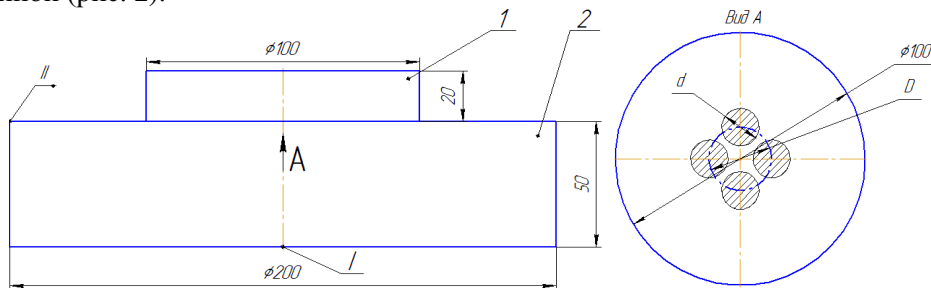
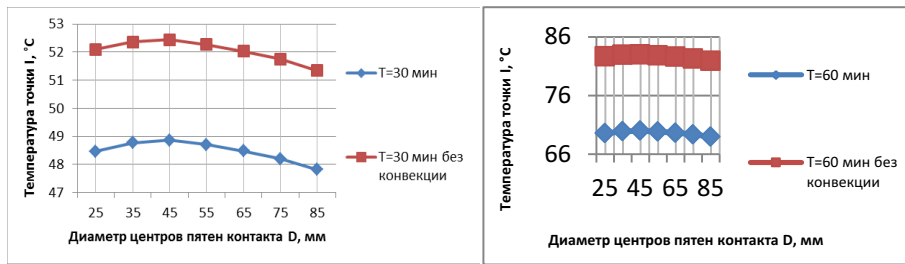


Рис. 2. Расчетная модель для исследования теплопроводности стыка

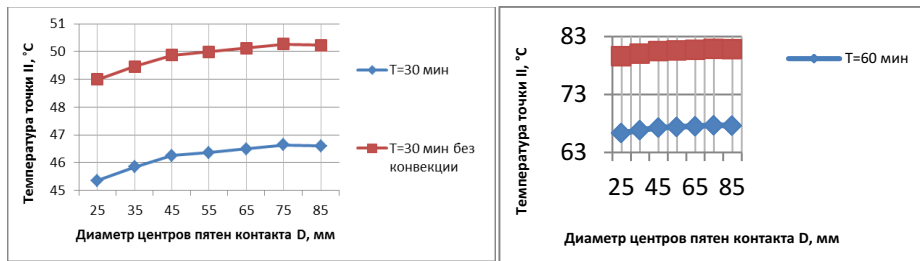
Теплообмен в стыке осуществлялся по зонам фактического контакта, который моделировался в виде четырех пятен круговой формы диаметром d , центры которых расположены на одной окружности диаметра D . Температура окружающей среды принималась $T=22$ °С. Конвекция прикладывалась на наружные поверхности тел 1 и 2, кроме номинальных поверхностей стыка, коэффициент конвективной теплоотдачи задавался $\alpha = 6$ ккал/м²·ч·°С, что соответствует естественной конвекции.

Тепловой поток мощностью $q=100$ Вт был направлен на верхнюю поверхность тела 1. Результат распространения теплового потока через тело 1, контакт тел 1 и 2 и тело 2 контролировался в точках I и II.



a

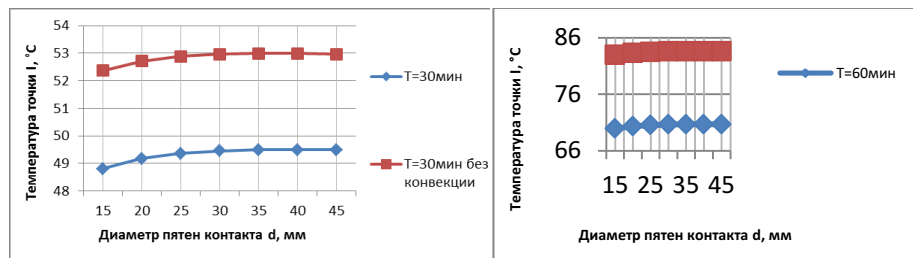
б



в

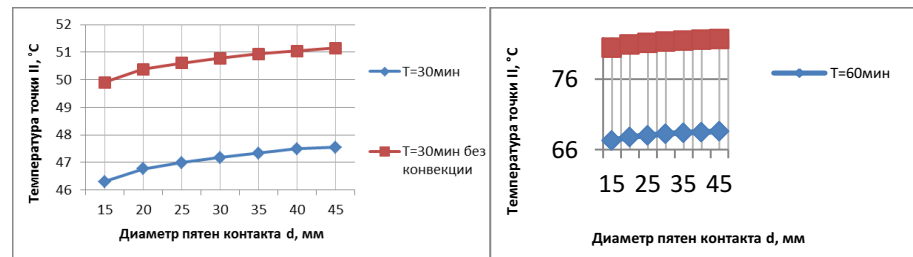
г

Рис. 3. Изменение температуры точки I (*a*, *б*) и точки II (*в*, *г*) с изменением местоположения пятен контакта ($d = 15$ мм)



a

б



в

г

Рис. 4. Изменение температуры точки I (*a*, *б*) и точки II (*в*, *г*) с изменением размеров пятен

Моделировались следующие случаи осесимметричной задачи:

1) изменялось значение D при сохранении диаметра d , то есть $\eta = const$, где $\eta = S_\phi / S_H$ – параметр относительной площади контакта, определяемый отношением фактической площади контакта S_ϕ к номинальной S_H ;

2) изменялось значение d при сохранении диаметра $D=50$ мм.

Результаты численного эксперимента, представленные на рис. 3, показывают, что изменение температуры в обеих точках (I и II) зависит от D : для точки I имеет место незначительный экстремум, а для точки II – постепенный рост, связанный с приближением пятен фактического контакта к точке II. Характер изменения температуры в точках I и II при учете конвекции практически не меняется, но ее значения существенно снижаются за счет рассеивания тепла с поверхностей деталей 1 и 2. Причем с увеличением времени количество отданного за счет конвекции тепла увеличивается: если при 30 мин оно составляет около 6 %, то при 60 мин уже около 15 %.

Увеличение площади фактического контакта приводит к незначительному увеличению температуры в точках I и II при изменении $d=15\dots30$ мм, а при $d=30\dots45$ мм происходит ее стабилизация (рис. 4). Учет конвекции при изменении фактической площади контакта не меняет качественную картину изменения температуры в точках I и II, однако уменьшает ее величину на $3\dots4^\circ$ (при $T=30$ мин) и $13\dots14^\circ$ (при $T=60$ мин).

Как отмечалось выше, при контактировании двух поверхностей образуется фактическая площадь контакта, состоящая из отдельных пятен контакта и составляющая незначительную долю номинальной площади соприкосновения, определяемой геометрическими размерами соприкасающихся тел. Это существенно меняет картину течения тепла от одного тела к другому. Если теплопроводность промежуточной среды, заполняющей микрополости между сопрягаемыми телами, достаточно мала, чтобы ею можно было пренебречь, и лучистый теплообмен отсутствует, то передача тепла от одного тела к другому происходит только через места фактического сопротивления. Поэтому по мере приближения к поверхности соприкосновения линии теплового тока стягиваются к пятнам фактического контакта. Стягивание линий теплового тока к пятнам фактического контакта наблюдается и в случае теплопроводящей промежуточной среды, если только ее теплопроводность ниже теплопроводности металла. Однако, хотя основной тепловой поток стремится проходить через места фактического контакта, часть его, проходящая вне зон фактического контакта, будет определяться величиной этого зазора и теплопроводностью среды, его заполняющей. В соединениях деталей станка средой, заполняющей возможный зазор, являются воздух, масло, загрязнения или продукты износа.

Факт передачи тепла через пятна фактического контакта, то есть дискретным путем, не вызывает разногласий у большинства исследователей [2-5]. Однако подходы к учету размеров, количества и характера распределения контактных пятен, а также влияния макронеровностей при определении термического контактного сопротивления существенно отличаются. Полученные рядом авторов аналитические зависимости для оценки контактного термического сопротивления [3] либо не учитывают ряд факторов при контакте реальных поверхностей, в частности макроотклонения, зону упрочнения, либо являются неудобными в инженерной практике вследствие своей громоздкости и необходимости использования целого ряда экспериментально полученных данных.

На наш взгляд, для определения термического контактного сопротивления станочных соединений более полный учет характера контактирования реальных поверхностей может быть сделан на основании учета сопротивления последовательного стягивания [6]. Это связано с тем, что фактический контакт реальной поверхности должен учесть не только макроотклонения в виде волнистости, но и погрешности контакта, связанные с погрешностями формы и расположения контактирующих поверхностей.

Однако картина формирования термического контактного сопротивления на основе теории последовательного стягивания существенно усложняется, если учесть теплопроводность не только через пятна фактического контакта, но и через среду, заполняющую впадины микро- и макронеровностей, т. е. тот факт, что величина термического сопротивления контакта связана с двумя составляющими, одна из которых определяется сопротивлением зазора R_C (сопротивлением среды в зоне контакта), а другая – сопротивлением мест фактического контакта R_M [3]. Общепринято, что эти составляющие сопротивления действуют параллельно и общее сопротивление контакта R_K определяется по правилу сложения параллельных сопротивлений:

$$\frac{1}{R_K} = \frac{1}{R_M} + \frac{1}{R_C}.$$

Сопротивление последовательного стягивания [6]:

$$\frac{1}{R_K} = \frac{1}{R_1 + R_2} + \frac{1}{R_C},$$

где

$$R_1 = R_{CmM1} + R_{CmB1} + R_{CmIII1} + R_{Y1} + R_{O1};$$

$$R_2 = R_{CmM2} + R_{CmB2} + R_{CmIII2} + R_{Y2} + R_{O2};$$

R_1 и R_2 – сопротивление контактной поверхности соответственно 1-го и 2-го тела;

R_{CmM} ; R_{CmB} ; R_{CmIII} – составляющие, обусловленные стягиванием линий теплового тока соответственно к макрозонам контакта; к контурным зонам, обусловленным волнистостью поверхностей контакта; к местам фактического контакта, обусловленным шероховатостью контактирующих поверхностей;

R_Y и R_O – составляющие, обусловленные наличием соответственно упрочненного слоя и окисной пленки.

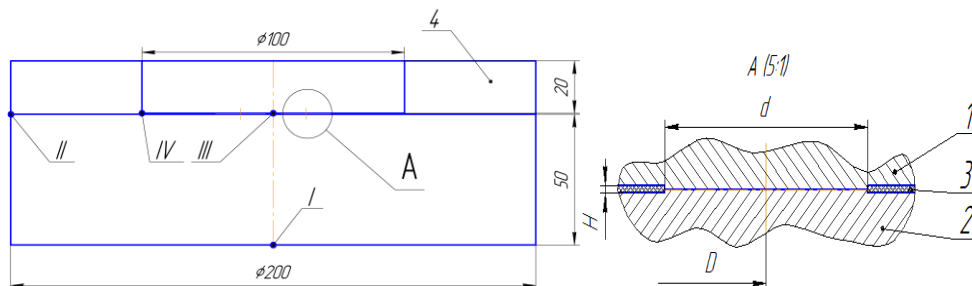


Рис. 5. Расчетная модель для исследования теплопроводности стыка

Учет этого обстоятельства, притом что при соприкосновении двух шероховатых поверхностей форма пятен приближается к окружности [3], может быть смоделирован путем рассмотрения теплопроводности соединения в виде двух плоскостей, имеющих цилиндрические выступы высотой $0,5H$, соответствующие местам фактического контакта.

Для упрощения модели принималось, что все площадки фактического контакта расположены в одной плоскости – плоскости контакта. Промежуточная среда высотой H (тело 3) (рис. 5) ограничена цилиндрическими выступами и размерами номинальной поверхности. Показания температур фиксировались в четырех точках: I и II детали 2, III и IV детали 1 (см. рис. 5). Рассматривался один из случаев расположения пятен контакта: $d=15$ мм и $D=25$ мм. На верхнюю поверхность тела 1 прикладывался тепловой поток мощностью $q=100$ Вт. На наружных поверхностях всех тел учитывалась конвекция с коэффициентом теплоотдачи $\alpha=6$ ккал/м²·ч·°С. Рассматривались пять временных интервалов: 5, 15, 30, 60, 120 мин. Величина зазора H определялась в соответствии с возможной шероховатостью контактирующих поверхностей и задавалась в восьми вариантах: 0,4; 0,2; 0,1; 0,05; 0,025; 0,0126; 0,0064; 0,0032 мм.

Моделировались следующие случаи:

1) тело 3 отсутствует, то есть тепловой поток идет только через пятна фактического контакта;

2) тело 3 принимается как воздух;

3) тело 3 принимается как масло с параметрами $\rho=903$ кг/м³, $\lambda=0,1485$ Вт/(м·К), $c_0=1,712$ кДж/(кг·К), где ρ – плотность, λ – теплопроводность, c_0 – удельная теплоемкость масла [7].

Результаты численного моделирования представлены графиками на рис. 6 и 7.

1. Данные первого эксперимента показывают, что температура при уменьшении зазора практически не меняется, а незначительные изменения можно объяснить перестроением геометрии модели и соответственно изменением конечно-элементной сетки.

2. Данные второго эксперимента показывают, что наличие воздушной среды в зазоре приводит к увеличению теплового потока через соединение, в связи с чем изменение зазора нелинейно влияет на температуру в контролируемых точках. Чем меньше воздушный зазор, тем больше теплопроводность соединения. Таким образом, с уменьшением зазора в контакте температура детали 2 увеличивается, а температура детали 1 уменьшается.

3. Результаты третьего эксперимента показывают, что замена среды в зазоре (воздух на масло) практически не сказывается на характере изменения температуры. Заметное влияние теплопроводности зазора наблюдается только при значительных его величинах (0,025...0,4 мм).

Для учета нагревания тела 2 за счет конвекции от цилиндрической поверхности тела 1 в модель было добавлено тело 4 кольцевой формы вокруг детали 1, ограниченное геометрическими размерами тел 1 и 2 (см. рис. 5). В разделе Engineering Data пакета ANSYS тело 4 было задано как воздух.

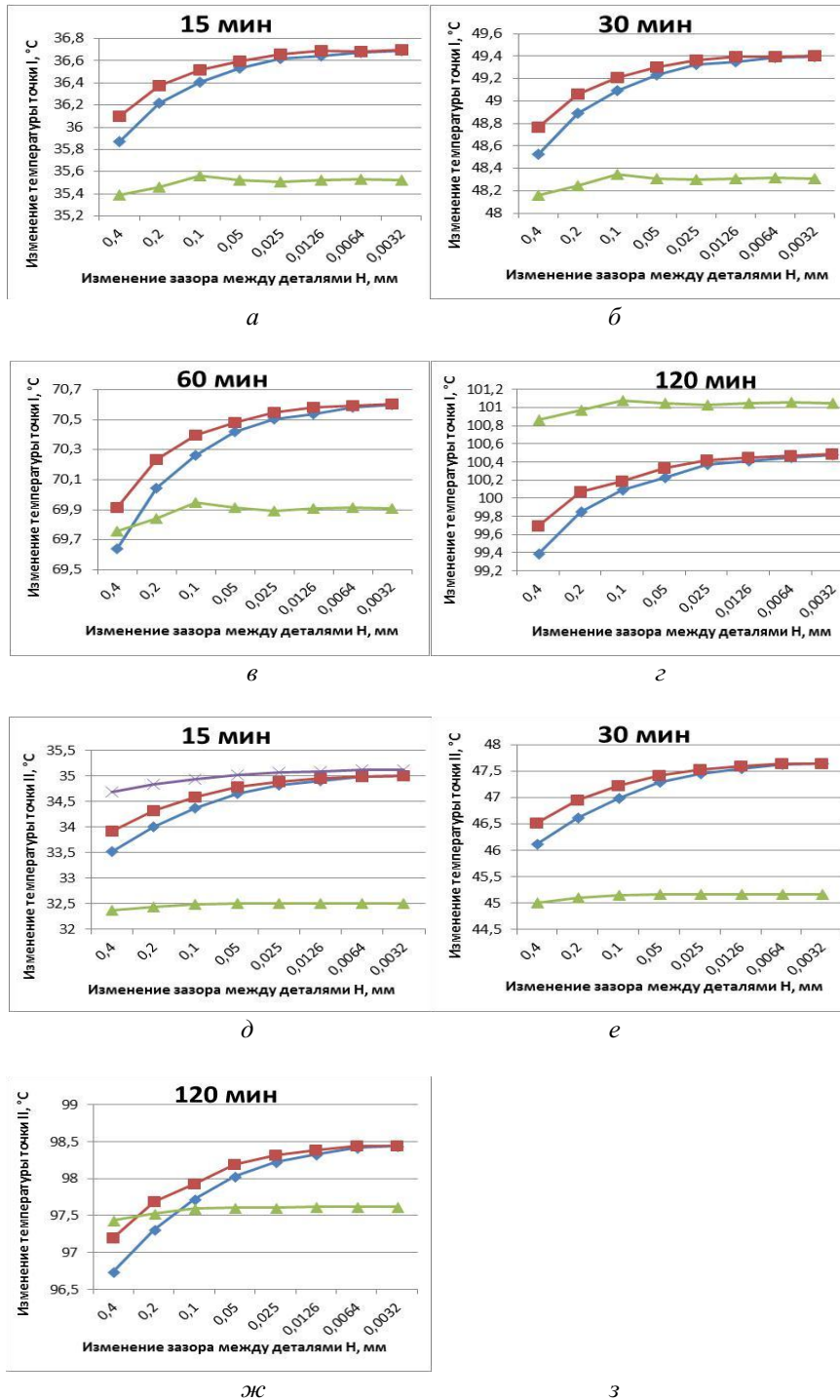


Рис. 6. Изменение температуры точек I (а, б, в, г) и II (д, е, ж, з) в зависимости от зазора в контакте при отсутствии тела 4:

— тело 3 – масло; — тело 3 – воздух; — тело 3 – отсутствует

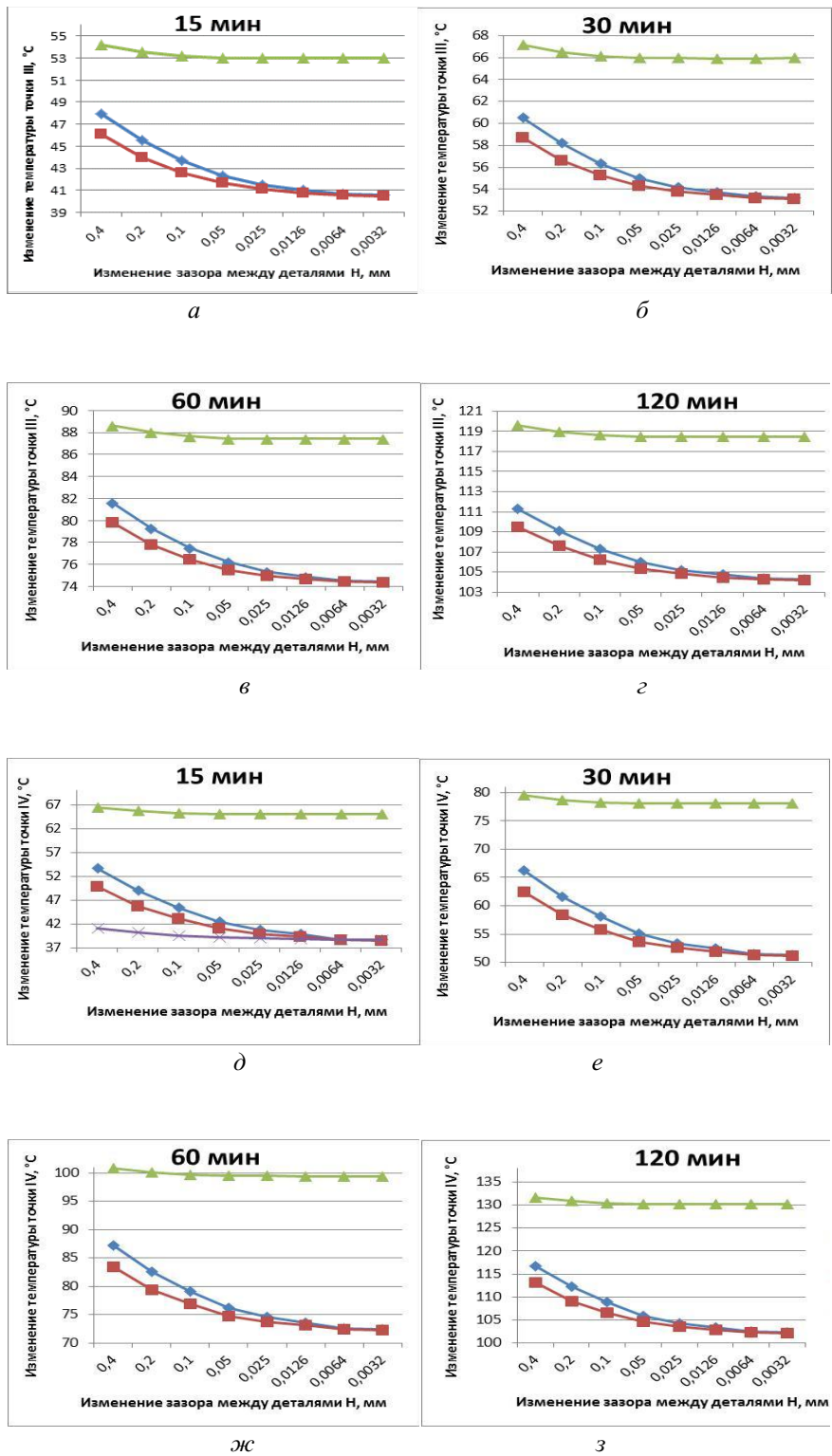


Рис. 7. Изменение температуры точек III (*a*, *б*, *в*, *г*) и IV (*д*, *е*, *ж*, *з*) в зависимости от зазора в контакте при отсутствии тела 4:

— тело 3 – масло; — тело 3 – воздух; — тело 3 – отсутствует

Результаты расчета сравним с результатами эксперимента в случае нахождения воздуха в зазоре контакта (второй эксперимент) (рис. 8 и 9).

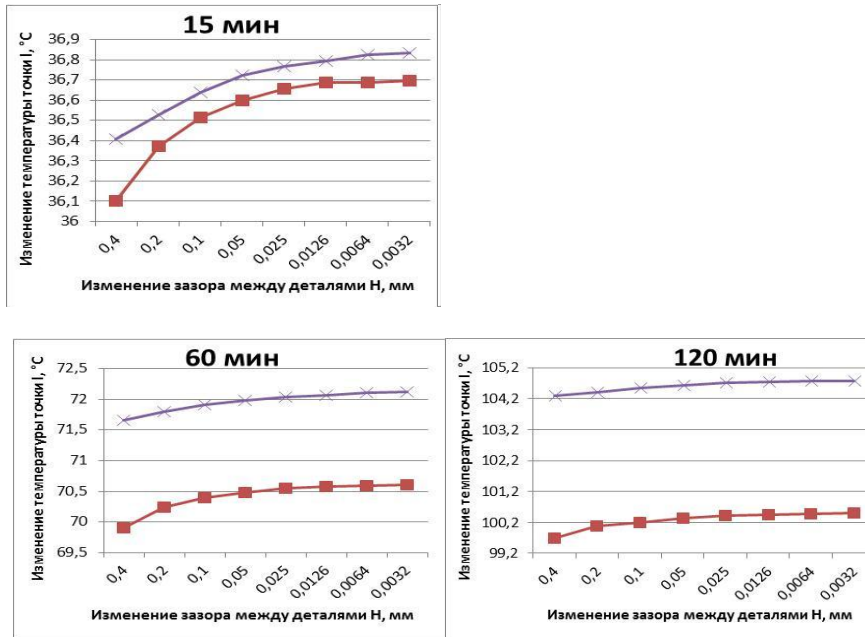


Рис. 8. Изменение температуры точки I в зависимости от зазора в контакте

(тело 3 – воздух): ■ тело 4 – отсутствует; × тело 4 – воздух

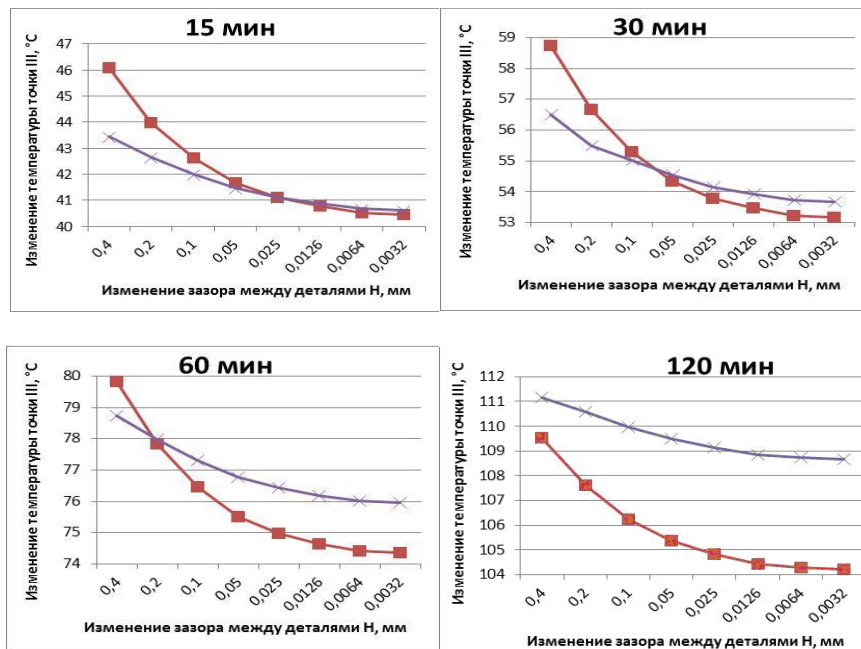


Рис. 9. Изменение температуры точки III в зависимости от зазора в контакте

(тело 3 – воздух): ■ тело 4 – отсутствует; × тело 4 – воздух

Из приведенных графиков следует, что конвекция от детали 1 приводит к нелинейному увеличению температуры тела 2. Таким образом, при различных размерах контактирующих тел при формировании теплового поля детали 2 необходимо учитывать тепловые потоки не только через зону соединения, но и путем конвекции. Причем эффект от конвекции через тело 4 будет большим при больших воздушных зазорах в контакте. И эта разница мало меняется со временем. При малых воздушных зазорах в контакте эффект конвекции проявляется лишь с течением времени.

Выводы

1. Результаты численных экспериментов позволяют сформулировать основной подход к разработке тепловой модели шпиндельного узла: модель представляет объем, ограниченный наружными контурными поверхностями ШУ, заполненный деталями ШУ, контактной псевдосредой в местах соединения деталей с коэффициентами теплопроводности, определяемыми качеством поверхностей деталей, и объемами, формируемыми пустотами в конструкции ШУ, заполненными воздухом или маслом.
2. Проведенное численное моделирование показало, что величина теплопроводности контакта зависит от высоты зазора и соответственно качества обработки деталей, температуры в контакте, конвекции от сопряженных деталей (особенно при рассмотрении больших интервалов времени) и мало зависит от материала во впадинах микро- и макронеровностей, особенно при чистовых поверхностях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Проников А.С.* Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник-учебник в 3 т. / А.С. Проников, О.И. Аверьянов, Ю.С. Аполлонов [и др.]; под ред. А.С. Проникова. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, Машиностроение, 1994. – Т. 1. Проектирование станков. – 444 с.
2. *Шлыков Ю.П., Ганин Е.А.* Контактный теплообмен. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 144 с.
3. *Шлыков Ю.П., Ганин Е.А., Царевский С.Н.* Контактное термическое сопротивление. – М.: Энергия, 1977. – 328 с.
4. *Попов В.М.* Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. – М.: Энергия, 1971. – 216 с.
5. *Клаузинг А.М., Чао Б.Т.* Термическое сопротивление контакта в вакууме // Тр. Американского общества инженеров-механиков. – 1965. – № 2. – С. 98-116.
6. *Денисенко А.Ф., Новиков А.Ю.* Контактное термическое сопротивление станочных соединений // Актуальные проблемы трибологии: Сб. трудов международной науч.-техн. конференции. – Самара, 2007. С. 177-185.
7. *Авчухов В.В., Паюсте Б.Я.* Задачник по процессам тепломассообмена. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 144 с.

Статья поступила в редакцию 26 июня 2014 г.

DEVELOPMENT OF THERMAL MODEL SPINDLE ASSEMBLY MACHINE TOOL

A.F. Denisenko, N.S. Nazarov

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100, Russian Federation

The aspects of appearance and effect of thermal deformations of machine tools are considered in this paper. On the design of the spindle unit the factors affecting the formation of the thermal patten are examined. Heat sources of spindle assemblies are defined. The process of heat flow through the joint parts is described. The technique of forming a thermal model of the machine tool spindle assembly with the heat flow through the connection with the thermal resistance is developed. On the basis of numerical simulations the effect of quality of treatment, wetted parts, the convection of conjugate parts of the material in the depressions and micro- macroroughnesses on the thermal conductivity of the contact are estimated . The influence estimation of these factors with the account of the effect of time parameter, the value of real contact area and its location within the area of conjugation is made.

Keywords: spindle assembly, heat flow, the actual contact area, the thermal contact resistance.

*Alexander F. Denisenko (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.
Nikita S. Nazarov, Postgraduate Student.*