

**РАЗРАБОТКА ТЕПЛОВОЙ МОДЕЛИ ШПИНДЕЛЬНОЙ ОПОРЫ  
МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО СТАНКА**

© 2020 А.Ф. Денисенко, Л.Ю. Подкругляк

Самарский государственный технический университет

Статья поступила в редакцию 12.05.2020

На основе использования электротепловой аналогии при описании процесса теплообмена разработана инженерная методика определения теплового состояния опор шпиндельных узлов, не требующая «тяжелых» программных пакетов, основанных на применении метода конечных элементов. Особенности конструкции современных ШУ позволили обоснованно представить тепловую модель в виде плоской модели. Предложены принципы разбиения блоков плоской модели на укрупненные элементы, учитывающие особенности геометрии рассчитываемой конструкции и источников тепловыделения. Разработана методика определения термического сопротивления элемента расчетной тепловой модели с учетом граничных условий. Использование укрупненных элементов тепловой модели позволяет легко оценить влияние технологических особенностей обработки и сборки отдельных деталей конструкции на ее тепловое состояние. Представленная методика разработки тепловой модели может быть использована для оценки стационарных тепловых процессов любых осесимметричных конструкций при незначительных вариациях температур.

*Ключевые слова:* опора шпиндельного узла, температура, электротепловая аналогия, тепловая модель, термическое контактное сопротивление

DOI: 10.37313/1990-5378-2020-22-3-49-55

**ВВЕДЕНИЕ**

Работа металлорежущего станка, как правило, характеризуется достаточно интенсивным выделением тепла в электродвигателях, гидросистеме, зонах трения, зоне резания. 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 [1].

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 [2, 3].

При разработке тепловых моделей узлов 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 протекающего процесса на поверхности тела.

*Денисенко Александр Федорович, доктор технических наук, профессор кафедры «Технология машиностроения, станки и инструменты».*

*E-mail: sammortor@yandex.ru*

*Подкругляк Любовь Юрьевна, аспирант.*

*E-mail: podkruglak@mail.ru*

**Таблица 1.** Допустимый нагрев наружных колец шпиндельных подшипников

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

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭЛЕКТРОТЕПЛОВОЙ АНАЛОГИИ ПРИ ОПИСАНИИ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА**

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 [2]

$$P = (t_1 - t_2) / F, \tag{1}$$

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

$$I = (U_1 - U_2) / R, \tag{2}$$

с выражением (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  $\sigma_T$  и  $R_T$  используются значения полной (абсолютной) термической проводимости  $\sigma_{ТП}$  с размерностью (Вт/К) и полного (абсолютного) термического сопротивления  $R_{ТП}$  с размерностью (К/Вт) [4]:

$$\begin{aligned} \sigma_{ТП} &= \sigma_T S = \lambda S / (x_1 - x_2); \\ R_{ТП} &= R_T / S = (x_1 - x_2) / (\lambda S). \end{aligned} \tag{3}$$

Тогда уравнение (1) можно записать в интегральном виде [4]:

$$P = \sigma_{ТП} (t_1 - t_2) = (t_1 - t_2) / R_{ТП}. \tag{4}$$

Таким образом, на основании электротепловой аналогии процесс теплообмена может быть

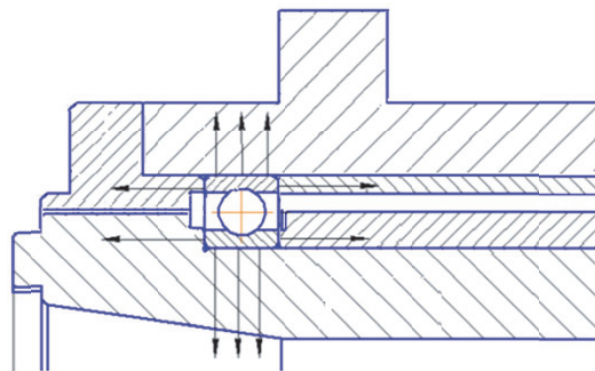
представлен тепловой моделью, элементами которой являются источники и приемники тепловой энергии, и тепловые сопротивления (проводимости). Тепловая модель имеет ветви и узлы. Ветвями модели являются ее участки, состоящие из одного и более сопротивлений, в которых величина тепловых потоков одинакова.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

Переменные величины в расчетной тепловой модели (тепловые потоки и температура) подчиняются законам Ома и Кирхгофа, что позволяет рассчитать температуру в любой точке системы. Расчет сводится к составлению и решению уравнений теплового баланса для узловых точек, аналогичных уравнению Кирхгофа для разветвленной электрической цепи.

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.

**МЕТОДИКА РАЗРАБОТКИ ТЕПЛОВОЙ МОДЕЛИ ОПОРЫ ШУ**

Рассмотрим методику построения тепловой модели на примере шпиндельной опоры металлорежущего станка (рис. 1).



**Рис. 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 гильзован-

ных 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. 2). Блоки удобно дополнительно разбить на прямоугольные элементы (на рис. 3 показано

Воспользовавшись правилами электротепловой аналогии, сопротивления, расположенные последовательно, можно сложить и тогда ячейка тепловой модели будет иметь вид, представленный на рис.5,б, где

$$R_{i-n} = 0,5R_{i-n-g}^T + R_{i-n}^C + 0,5R_n^T; \quad (5)$$

$$R_{i-p} = 0,5R_{i-l-p}^T + R_{i-p}^C + 0,5R_p^T; \quad (6)$$

$$R_{i-g} = 0,5R_{i-n-g}^T + R_{i-g}^C + 0,5R_g^T; \quad (7)$$

$$R_{i-l} = 0,5R_{i-l-p}^T + R_{i-l}^C + 0,5R_l^T. \quad (8)$$

Тепловое сопротивление элемента  $R_i^T$  по аналогии с электрическим сопротивлением определяется зависимостью [5]

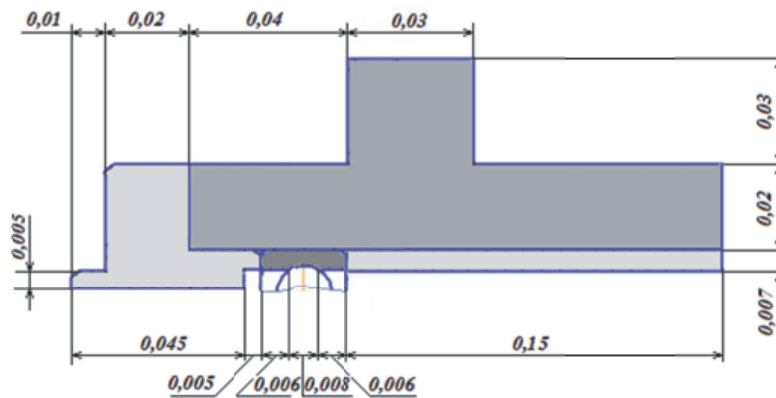


Рис. 2. Блоки плоской тепловой модели наружного кольца подшипника передней опоры шпиндельного узла

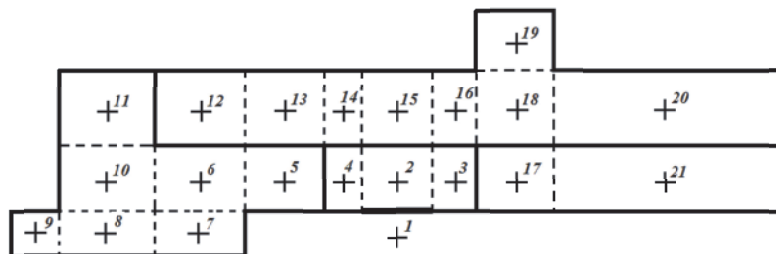


Рис. 3. Разбиение блоков плоской тепловой модели на прямоугольные элементы и обозначение узлов тепловой модели

пунктиром) таким образом, чтобы в углах прямоугольников, не расположенных на контуре блока, контактировали четыре элемента. На блоке, содержащем зону тепловыделения, формируется дополнительный элемент (элемент 2 на рис. 3).

Узлы разрабатываемой тепловой модели удобно разместить в центре прямоугольного элемента (рис. 3). Тогда для любого  $i$ -го элемента (рис. 4), имеющего тепловое сопротивление  $R_i^T$ , тепловые сопротивления его сторон  $R_{i-1}^C, R_{i-2}^C, R_{i-3}^C, R_{i-4}^C$  (соединения с сопряженными деталями и окружающей средой) и тепловые сопротивления сопряженных элементов  $R_n^T; R_p^T; R_l^T; R_g^T$  ячейка тепловой модели будет представлена в виде, показанном на рис. 5,а, где  $R_{i-n-g}^T, R_{i-l-p}^T$  – термические сопротивления тела элемента по соответствующей траектории.

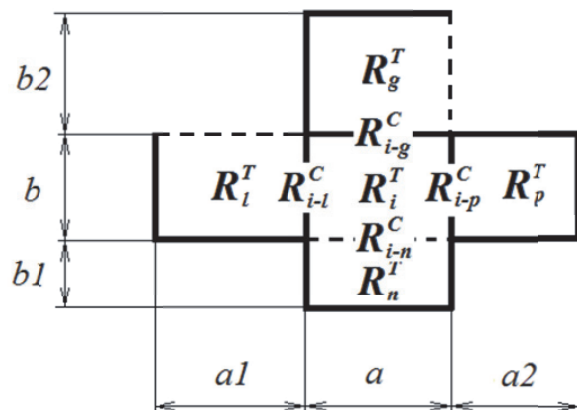


Рис. 4. К определению теплового сопротивления ячейки тепловой модели

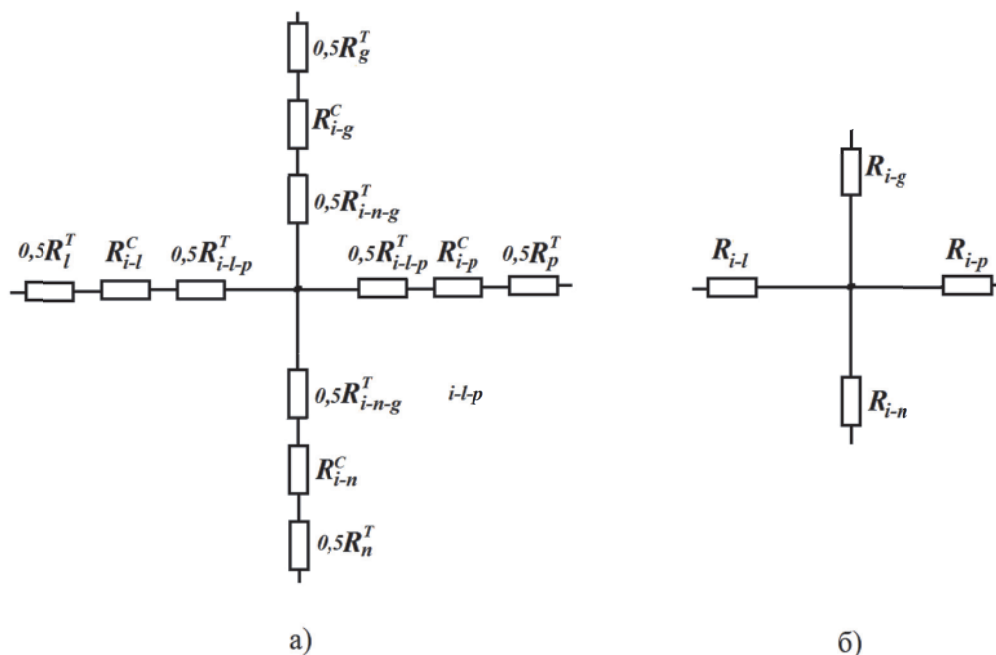


Рис. 5. Ячейка тепловой модели

$$R_i^T = \int_1^2 \frac{dl}{\lambda S(l)}, \quad (9)$$

где  $dl$  – элемент координатной линии теплового потока;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала;

$S(l)$  – площадь сечения, перпендикулярного теплового 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, что тепловой поток входит в элемент через одну сторону, а выходит через противоположную

$$R_b^T = \int_0^b \frac{dl}{\lambda S(l)} = \frac{b}{\lambda a H}, \quad (10)$$

где  $H$  – толщина пластины;

$b$  – размеры элемента вдоль распространения теплового потока.

Аналогично

$$R_a^T = \int_0^a \frac{dl}{\lambda S(l)} = \frac{a}{\lambda b H}. \quad (11)$$

Тогда для центрального элемента на рис. 4

$$R_{i-n-g}^T = b/\lambda a H; \quad R_{i-l-p}^T = a/\lambda b H. \quad (12)$$

При составлении тепловой модели наиболее сложной задачей является определение контактного термического сопротивления (КТС) в местах, соответствующих соединениям деталей сборочной единицы.

Тепло с поверхности одной детали к поверхности сопряженной может передаваться следующими путями:

- теплопроводностью через места непосредственного контакта;
- теплопроводностью через среду, заполняющую пространство между выступами и шероховатостями контактирующих поверхностей;
- конвективным переносом тепла средой, заполняющей это пространство;
- лучистым теплообменом между поверхностями.

Однако, при предварительных проектных оценках можно считать, что условия контактирования в соединениях шпиндельной опоры одинаковы и при оценке контактного термического сопротивления толщина зазора в контакте в среднем вдвое меньше максимального расстояния между впадинами шероховатостей  $\delta_{max} = 0,03$  мм. Поскольку твердые тела касаются друг друга только вершинами профилей шероховатостей, площадь контакта которых составляет 0,01...0,1% от номинальной [6], практически весь тепловой поток передается через воздушный зазор. Тогда считая, что для воздуха  $\lambda = 0,025$  Вт/(м·К), контактное термическое сопротивление соединения деталей подшипникового узла равно 0,0006 м<sup>2</sup>К/Вт. Тогда полное (абсолютное) термическое сопротивление стыка в соответствии с выражением (3)  $R^C = 0,0006/S$  К/Вт, где  $S$  – площадь стыка, м<sup>2</sup>, и для рис. 4 имеем  $R_{i-n}^C = R_{i-g}^C = 0,0006/aH$  К/Вт и  $R_{i-p}^C = R_{i-l}^C = 0,0006/bH$  К/Вт. Для более полного учета факторов, влияющих на формирование КТС, можно

воспользоваться исследованиями, приведенными в работах [7, 8].

Если элемент контактирует не с твердым телом, а с газообразной средой (воздухом), то воспользовавшись законом Ньютона для описания конвективного теплообмена между изотермической поверхностью  $S$  с температурой  $T_s$  и омывающей эту поверхность газообразной средой с температурой  $T_{cp}$ , говорящим о том, что количество теплоты, отданное нагретой поверхностью окружающей среде в единицу времени (то есть мощность теплоотдачи  $P_T$ ), пропорционально разности температур поверхности и среды и величине теплоотдающей поверхности [5]

$$P_T = \alpha(T_s - T_{cp})S, \quad (13)$$

где  $\alpha$  – коэффициент конвективной теплоотдачи с поверхности в среду, Вт/(м<sup>2</sup>×К); (для воздуха при естественной конвекции  $\alpha=5...25$  Вт/(м<sup>2</sup>×К);

$T_s - T_{cp}$  – температурный напор, обуславливающий процесс теплообмена;

$S$  – площадь теплоотдающей поверхности,

можно записать выражение для теплового сопротивления процессу конвективной теплоотдачи с поверхности  $S$  тела в окружающую среду [5], К/Вт:

$$R_{T\alpha} = 1/(\alpha S). \quad (14)$$

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 [9]

$$Q = 1,047 \cdot 10^{-4} M_T n, \quad (15)$$

где  $n$  – частота вращения, об/мин;

$M_T$  – момент трения, Н×мм:

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

$\nu$  – кинематическая вязкость смазочного материала, мм<sup>2</sup>/с;

$f_0$  – коэффициент, зависящий от типа подшипника и условий смазывания;

$d_{cp}$  – средний диаметр подшипника, мм.

Поскольку процесс трения связан с качеством шариков по желобам на внутренней поверхности наружного и наружной поверхности внутреннего колец, то принимаем, что источником тепловыделения в подшипнике является цилиндрическая поверхность, определяемая размерам желоба по соответствующему кольцу (0,008 м на рис. 2).

## РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Воспользовавшись электротепловой аналогией и законом Кирхгофа для определения температур в элементах тепловой модели, составим уравнения равновесия тепловых потоков в ее узлах (табл. 2).

Значения термических проводимостей  $\sigma_{i-n}$ ;  $\sigma_{i-p}$ ;  $\sigma_{i-g}$ ;  $\sigma_{i-l}$  ячеек тепловой модели, размеры блоков которой указаны на рис. 2, приведены в табл. 3.

Для среднего диаметра подшипника  $d_{cp} = 100$  мм; кинематической вязкости масла  $\nu = 20$  мм<sup>2</sup>/с и коэффициента, зависящего от типа подшипника и условий смазывания,  $f_0 = 1$  значения удельной мощности тепловыделения приведены в табл. 4.

Результаты расчета температур для ряда узлов тепловой модели при различных частотах вращения подшипника приведены на рис. 6.

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

**Таблица 2.** Уравнения равновесия тепловых потоков в узлах тепловой модели

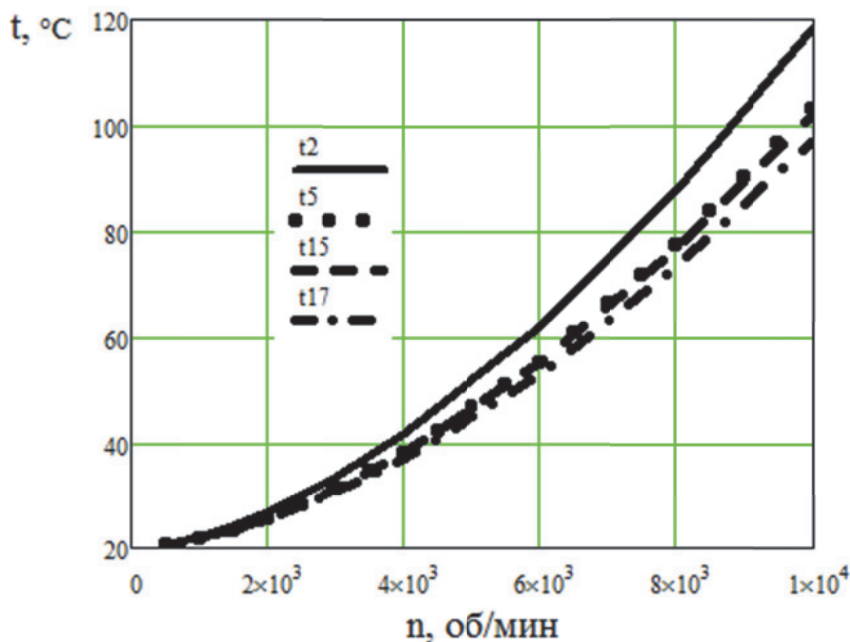
№ узла	Уравнение равновесия тепловых потоков
1	$\sigma_{1-2}(t_1 - t_2) = P$
2	$\sigma_{2-1}(t_2 - t_1) + \sigma_{2-4}(t_2 - t_4) + \sigma_{2-3}(t_2 - t_3) + \sigma_{2-15}(t_2 - t_{15}) = 0$
3	$\sigma_{3-2}(t_3 - t_2) + \sigma_{3-B}(t_3 - t_B) + \sigma_{3-17}(t_3 - t_{17}) + \sigma_{3-16}(t_3 - t_{16}) = 0$
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 3.** Термические проводимости

№ 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	$\sigma_{21-17} = 466,7$	$\sigma_{21-B1} = 179,8$	$\sigma_{21-B2} = 179,8$	$\sigma_{21-20} = 13800$

**Таблица 4.** Удельная мощность тепловыделения в наружное кольцо подшипника

$n$ , об/мин	500	1000	1500	2000	3000	4000	6000	8000	10000	15000
$P$ , Вт/мм	0,0039	0,012	0,024	0,039	0,077	0,124	0,243	0,393	0,57	1,121



**Рис. 6.** Зависимость температуры в узлах № 2, № 5, № 15 и № 17 от частоты вращения шпинделя

ШУ ( $\sigma_{3-17} = 1458,4 \cdot 10^{-5}$  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;  $\sigma_{4-5} = 1971,8 \cdot 10^{-5}$  Вт/К) обеспечивает снижение температуры  $t_2$  (наружное кольцо подшипника) на 2,997°.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанная инженерная методика определения теплового состояния опор шпиндельных узлов не требует применения «тяжелых» программных пакетов, основанных на использовании метода конечных элементов. Укрупненные элементы тепловой модели позволяют

легко оценить влияние технологических особенностей обработки и сборки отдельных деталей конструкции на ее тепловое состояние и наметить мероприятия, снижающие температуру подшипников. Предложенная методика разработки тепловой модели может быть использована для изучения стационарных тепловых процессов любых осесимметричных конструкций при незначительных вариациях температур.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фигатнер А.М. Расчет и конструирование шпиндельных узлов с подшипниками качения металло-

- режущих станков. Обзор. – М.: НИИМаш, 1971. 193 с.
2. Удалов А.И. Тепловое проектирование радиоэлектронных средств: Учебное пособие / Московский государственный институт радиотехники, электроники и автоматики (технический университет) - М., 2007. 184 с.
  3. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Высшая школа, 1967. 600 с.
  4. Измайлов В.В., Чаплыгин С.А. Электротепловая аналогия и расчет проводимости дискретного контакта деталей машин // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 8, №2 (2016). URL: <http://naukovedenie.ru/PDF/26TVN216.pdf>. DOI: 10.15862/26TVN216 (дата обращения 01.10.19)
  5. Овчинников С.В. Введение в теорию теплообмена: теплопроводность в твердых телах: учеб.-метод пособие [Электронное издание]. - Саратов: СГУ имени Н.Г.Чернышевского, 2015. URL: [http://elibrary.sgu.ru/uch\\_lit/1486.pdf](http://elibrary.sgu.ru/uch_lit/1486.pdf) (дата обращения 01.10.19)
  6. Демкин Н.Б. Контактное шероховатых поверхностей.- М.: Наука, 1970. 227с.
  7. Денисенко А.Ф., Назаров Н.С. Формирование регрессионной модели контактного термического сопротивления плоских соединений шпиндельных узлов/ Сборка в машиностроении, приборостроении, 2017. №7. С.325-329.
  8. Меснянкин С.Ю., Викулов А. Г., Викулов Д.Г. Современный взгляд на проблемы теплового контактирования твердых тел // Успехи физических наук. 2009. Т. 179. № 9. С. 945–970. DOI: <https://doi.org/10.3367/UFNr.0179.200909c.0945>
  9. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т. I: Проектирование станков / А.С. Проников, О.И. Аверьянов, Ю.С. Аполлонов и др.; Под общ. ред. А.С. Проникова. - М.: Изд-во МТТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1994. 444 с.

### DEVELOPMENT OF THE HEAT MODEL OF THE SPINDLE SUPPORT METAL CUTTING MACHINE

© 2020 A.F. Denisenko, LY. Podkruglyak

Samara State Technical University

Based on the use of the electrothermal analogy in describing the heat transfer process, an engineering technique has been developed for determining the thermal state of the supports of spindle assemblies, which does not require «heavy» software packages based on the application of the finite element method. The design features of modern control rooms made it possible to reasonably present the thermal model in the form of a flat model. The principles of dividing the blocks of a flat model into enlarged elements are proposed, taking into account the geometry features of the calculated structure and heat sources. A technique has been developed for determining the thermal resistance of an element of a calculated thermal model taking into account boundary conditions. The use of enlarged elements of the thermal model makes it easy to assess the influence of technological features of processing and assembly of individual structural parts on its thermal state. The presented methodology for developing a thermal model can be used to estimate stationary thermal processes of any axisymmetric structures with insignificant temperature variations.

*Keywords:* spindle unit support, temperature, electrothermal analogy, thermal model, thermal contact resistance.

DOI: 10.37313/1990-5378-2020-22-3-49-55

---

*Alexander Denisenko, Doctor of Technics, Professor of the Department «Engineering Technology, Machines and Tools». E-mail: sammortor@yandex.ru*  
*Lyubov Podkruglyak, Graduate Student of the Department «Engineering Technology, Machines and Tools». E-mail: podkruglak@mail.ru*