

УДК 536.2:621.838

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ МНОГОДИСКОВОГО МАСЛООХЛАЖДАЕМОГО ТОРМОЗА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА. ЧАСТЬ 1. РЕШЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЗАДАЧИ

В. П. СЕРГИЕНКО⁺, М. Ю. ЦЕЛУЕВ, А. В. КУПРЕЕВ

Рассмотрены тепловые режимы работы многодискового маслоохлаждаемого тормоза при однократном и многократном торможении транспортного средства, а также при притормаживании на затяжном спуске. Сформулирована начальнo-краевая тепловая задача для данных режимов работы тормоза и методом конечных элементов получено ее численное решение. Установлены закономерности формирования нестационарного температурного поля на контактных поверхностях и в объеме элементов пары трения тормоза для заданных режимов торможения. Получены зависимости максимальной температуры поверхности контакта металлического контртела и фрикционного материала от нагрузочно-скоростных режимов движения транспортного средства. Предложена методика прогнозирования критических режимов работы многодисковых маслоохлаждаемых тормозов для заданных условий работы мобильных машин.

Ключевые слова: многодисковый маслоохлаждаемый тормоз, фрикционный нагрев, температурное поле, теплоперенос, метод конечных элементов.

Введение. Основным требованием, предъявляемым к тормозам транспортных средств, является обеспечение заданного пути торможения в различных режимах работы. Перегрев тормозных устройств вследствие диссипации механической энергии на фрикционном контакте — одна из главных причин, приводящих к неконтролируемому увеличению тормозного пути, а зачастую и отказу тормозов.

Рост требований к мощности и надежности тормозных устройств современных транспортных средств привел к созданию многодисковых маслоохлаждаемых тормозов (ММОТ), в которых диссипация работы трения происходит в среде масла (рис. 1). Принудительный отвод теплоты из зоны трения в окружающую масляную среду позволяет существенно снизить тепловую нагруженность и, как следствие, интенсивность изнашивания и коробление трущихся элементов. Неизбежное при наличии смазочного материала снижение удельной силы трения в ММОТ компенсируют увеличением количества фрикционных пар.

Несмотря на постоянное совершенствование методик тепловых расчетов узлов трения [1–6], задача оптимизации конструктивных параметров фрикционных узлов по критерию

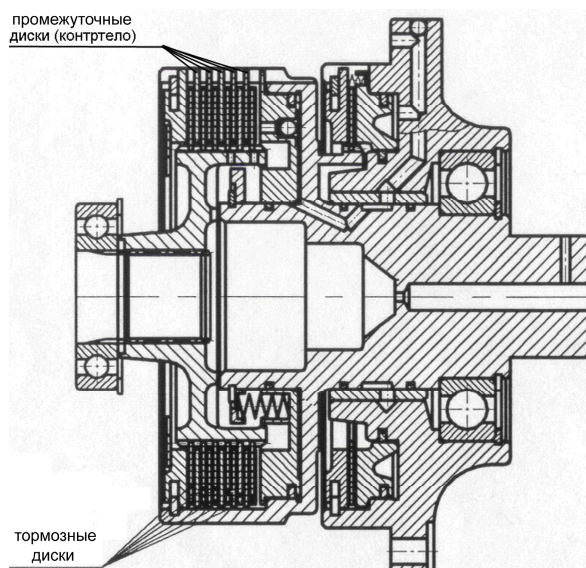


Рис. 1. Общая схема многодискового маслоохлаждаемого тормоза

Институт механики металлополимерных систем им. В. А. Белого НАН Беларуси. Беларусь, 246050, г. Гомель, ул. Кирова, 32а.

⁺ Автор, с которым следует вести переписку. e-mail: sergienko_yp@mail.ru.

тепловой нагруженности материалов пар трения для заданных нагрузочно-скоростных режимов эксплуатации транспортных средств не нашла окончательного решения. В связи с этим совершенствование методов прогнозирования тепловых режимов работы тормозных устройств для обеспечения требований надежности и безопасности машин является актуальной научно-технической проблемой.

Цель работы — численное моделирование тепловых режимов работы ММОТ при различных нагрузочно-скоростных режимах движения транспортного средства.

Постановка задачи. Элемент конструкции ММОТ представлен на рис. 2. Тормозные диски, состоящие из металлической основы 3 с адгезионно закрепленным фрикционным материалом 2, при помощи шлицев установлены на валу 5 тормоза, а промежуточные диски 1 с помощью выступов зафиксированы в корпусе 4 тормоза. При включении тормоза фрикционный материал вращающихся тормозных дисков контактирует с поверхностью неподвижных промежуточных дисков, в результате чего возникает тормозной момент, который приводит к уменьшению угловой скорости вала тормоза. В зоне контакта фрикционного материала и промежуточных дисков происходит диссипация механической энергии, сопровождающаяся нагревом элементов пар трения ММОТ. Характер нагрева, определяющийся распределением температурных полей в парах трения, зависит от интенсивности источника фрикционного тепловыделения, теплофизических свойств материалов пар и особенностей их теплообмена с окружающей средой.

Моделирование тепловых режимов работы тормозных устройств основывается на математическом описании тепловых процессов, протекающих в элементах пар трения [1–6]. Считая, что процессы генерации и передачи теплоты вблизи каждой поверхности трения подобны, выделим характерный участок *Б* (рис. 2), для которого рассмотрим задачу распространения тепловой энергии. При математической формулировке рассматриваемой тепловой задачи примем следующие основные предположения.

1. Температурное поле $T_i = T_i(r, z, t)$ в *i*-м элементе дискового тормоза имеет осевую симметрию и зависит от координат *r* и *z* цилиндрической системы координат (рис. 3) и текущего времени *t*.

2. Фрикционный материал и основа тормозного диска, а также фрикционный материал и промежуточный диск взаимодействуют по номинальным контактным поверхностям; на границе раздела контактирующих тел отсутствует скачок температуры (реализуется идеальный тепловой контакт).

3. На площадке контакта между фрикционным материалом и промежуточным диском действует источник фрикционного тепловыделения, плотность мощности которого определяется выражением:

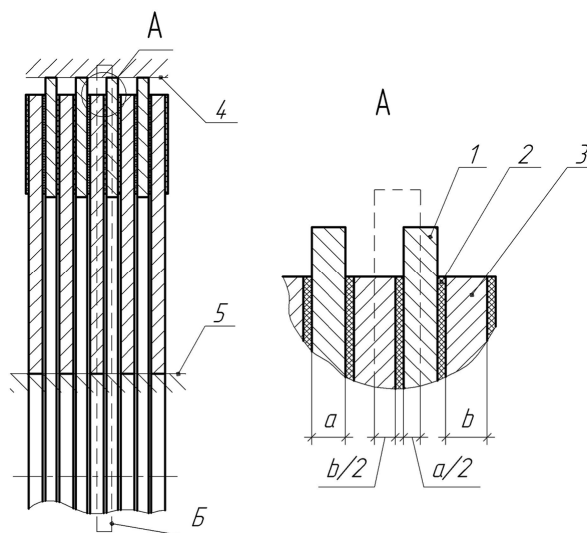


Рис. 2. Схема расположения тормозных и промежуточных дисков в ММОТ: 1 — промежуточный диск; 2 — фрикционный материал; 3 — металлическая основа тормозного диска; 4 — корпус тормоза; 5 — вал тормоза

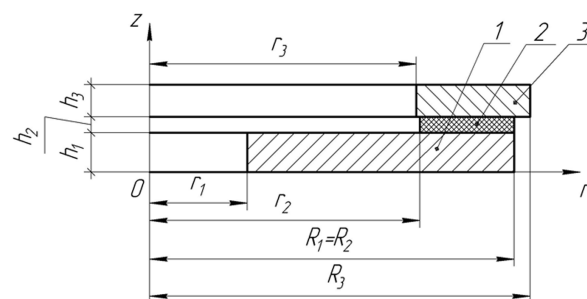


Рис. 3. Расчетная схема тепловой задачи для пары трения ММОТ: 1 — основа тормозного диска; 2 — фрикционный материал; 3 — промежуточный диск

$$q = f p \omega r, \quad (1)$$

где f — средний коэффициент трения; p — давление на поверхности контакта; ω — угловая скорость вала тормоза; r — текущий радиус трения.

4. Теплообмен свободных поверхностей тормозного и промежуточного дисков с окружающей воздушно-масляной средой осуществляется по закону Ньютона [7] с коэффициентом теплообмена α_1 ; температура окружающей среды постоянна ($T_0 = \text{const}$).

5. Теплообмен посадочных поверхностей тормозного и промежуточного дисков с валом и корпусом тормоза, соответственно, осуществляется по закону Ньютона с коэффициентом теплообмена α_2 ; температуры вала и корпуса тормоза постоянны и равны температуре окружающей среды.

6. Теплообмен поверхностей фрикционного контакта пары трения с масляной средой, находящейся в маслосъемных канавках фрикционного материала, осуществляется по закону Ньютона с коэффициентом теплообмена α_3 ; температура масляной среды постоянна и равна температуре окружающей среды.

С учетом принятых выше предположений математическая формулировка рассматриваемой тепловой задачи примет вид:

$$c_1 \rho_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial z} \right); \quad r_1 < r < R_1; \quad 0 < z < h_1; \quad t > 0; \quad (2)$$

$$c_2 \rho_2 \frac{\partial T_2}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial z} \right); \quad r_2 < r < R_2; \quad h_1 < z < h_1 + h_2; \quad t > 0; \quad (3)$$

$$c_3 \rho_3 \frac{\partial T_3}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial z} \right); \quad r_3 < r < R_3; \quad h_1 + h_2 < z < h_1 + h_2 + h_3; \quad t > 0 \quad (4)$$

при начальных условиях:

$$T_1 = T_0; \quad r_1 < r < R_1; \quad 0 < z < h_1; \quad t = 0; \quad (5)$$

$$T_2 = T_0; \quad r_2 < r < R_2; \quad h_1 < z < h_1 + h_2; \quad t = 0; \quad (6)$$

$$T_3 = T_0; \quad r_3 < r < R_3; \quad h_1 + h_2 < z < h_1 + h_2 + h_3; \quad t = 0 \quad (7)$$

и краевых условиях:

$$\frac{\partial T_1}{\partial z} = 0; \quad r_1 < r < R_1; \quad z = 0; \quad t > 0; \quad (8)$$

$$-\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial z} = \alpha_1 (T_1 - T_0); \quad r_1 < r < r_2; \quad z = h_1; \quad t > 0; \quad (9)$$

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = \alpha_2 (T_1 - T_0); \quad r = r_1; \quad 0 < z < h_1; \quad t > 0; \quad (10)$$

$$-\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = \alpha_1 (T_1 - T_0); \quad r = R_1; \quad 0 < z < h_1; \quad t > 0; \quad (11)$$

$$\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} = \alpha_1 (T_2 - T_0); \quad r = r_2; \quad h_1 < z < h_1 + h_2; \quad t > 0; \quad (12)$$

$$-\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} = \alpha_1 (T_2 - T_0); \quad r = R_2; \quad h_1 < z < h_1 + h_2; \quad t > 0; \quad (13)$$

$$\lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial z} = \alpha_1 (T_3 - T_0); \quad r_3 < r < r_2 \cup R_2 < r < R_3; \quad z = h_1 + h_2; \quad t > 0; \quad (14)$$

$$\frac{\partial T_3}{\partial z} = 0; \quad r_3 < r < R_3; \quad z = h_1 + h_2 + h_3; \quad t > 0; \quad (15)$$

$$\lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial r} = \alpha_1 (T_3 - T_0); \quad r = r_3; \quad h_1 + h_2 < z < h_1 + h_2 + h_3; \quad t > 0; \quad (16)$$

$$-\lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial r} = \alpha_2 (T_3 - T_0); \quad r = R_3; \quad h_1 + h_2 < z < h_1 + h_2 + h_3; \quad t > 0; \quad (17)$$

$$T_1 = T_2; \quad r_2 < r < R_2; \quad z = h_1; \quad t > 0; \quad (18)$$

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial z} - \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial z} = 0; \quad r_2 < r < R_2; \quad z = h_1; \quad t > 0; \quad (19)$$

$$T_2 = T_3; \quad r_2 < r < R_2; \quad z = h_1 + h_2; \quad t > 0; \quad (20)$$

$$\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial z} - \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial z} = q - \alpha_3 (T_2 - T_0) - \alpha_3 (T_3 - T_0); \quad r_2 < r < R_2; \quad z = h_1 + h_2; \quad t > 0. \quad (21)$$

Здесь r_i , R_i , h_i — характерные размеры i -го элемента пары трения ($i = 1, 2, 3$); c_i , ρ_i , λ_i — удельная теплоемкость, плотность и коэффициент теплопроводности i -го элемента пары трения, соответственно; q — плотность мощности источника фрикционного тепловыделения; t — текущее время.

Интенсивность источника фрикционного тепловыделения зависит от динамики торможения транспортного средства, коэффициента трения фрикционных пар, контактного давления и других факторов [6].

Примем, что в режиме однократного торможения транспортного средства время торможения t_t состоит из времени включения t_b и времени установившейся работы t_y тормоза. Предположим, что при включении тормоза происходит линейное увеличение контактного давления во времени, а в течение установившейся работы тормоза контактное давление постоянно и равно максимальному значению p_{\max} . Тогда зависимость давления на поверхности контакта от времени можно описать выражением:

$$p = p_{\max} \left(\frac{t}{t_b} + \left(1 - \frac{t}{t_b} \right) l(t - t_b) \right), \quad (22)$$

где $l(t) = \begin{cases} 0, & t < 0 \\ 1, & t \geq 0 \end{cases}$ — асимметричная единичная функция.

Зависимость угловой скорости вала тормоза от времени определим из решения уравнения движения [6]:

$$J \frac{d\omega}{dt} - Mk = 0, \quad (23)$$

где J — момент инерции движущихся масс, приведенный к валу тормоза; M — момент сил трения, развиваемый одним тормозом; k — количество рабочих тормозов.

Начальное условие для данного уравнения имеет вид:

$$\omega = \omega_0; \quad t = 0, \quad (24)$$

где ω_0 — начальная угловая скорость вала тормоза.

С учетом того, что момент сил трения для одного тормоза определяется из выражения

$$M = n \int_s f p r dS = \frac{2}{3} \pi n f p (R_2^3 - r_2^3), \quad (25)$$

где n — количество пар трения в тормозе; S — номинальная площадь поверхности контакта пары трения, решение уравнения движения (23) с начальным условием (24) для режима однократного торможения транспортного средства примет вид:

$$\omega = \omega_0 - \varepsilon_{\max} \left(\frac{t^2}{2t_B} + \left(t - \frac{t_B}{2} - \frac{t^2}{2t_B} \right) 1(t - t_B) \right), \quad (26)$$

где $\varepsilon_{\max} = 2\pi nkfp_{\max}(R_2^3 - r_2^3)/(3J)$ — максимальное угловое ускорение вала тормоза при торможении.

Из решения (26) для случая $t_t > t_B$ получим время одного торможения:

$$t_T = \frac{t_B}{2} + \frac{\omega_0}{\varepsilon_{\max}}. \quad (27)$$

Тормозной путь транспортного средства при условии $t_T > t_B$ составит:

$$S_T = R \int_0^{t_T} \omega dt = R \left(\omega_0 t_T - \varepsilon_{\max} \left(\frac{t_T^2}{2} - \frac{t_T t_B}{2} + \frac{t_B^2}{6} \right) 1(t - t_B) \right), \quad (28)$$

где R — радиус качения колеса транспортного средства.

С учетом выражений (22) и (26) зависимость (1) для плотности мощности источника фрикционного тепловыделения в режиме однократного торможения транспортного средства примет вид:

$$q = fp_{\max} \omega_0 r \left(\frac{t}{t_B} + \left(1 - \frac{t}{t_B} \right) 1(t - t_B) - \frac{\varepsilon_{\max} t_B}{\omega_0} \left(\frac{t^3}{2t_B^3} + \left(\frac{t}{t_B} - \frac{1}{2} - \frac{t^3}{2t_B^3} \right) 1(t - t_B) \right) \right). \quad (29)$$

В случае многократного торможения транспортного средства источник фрикционного тепловыделения представляет собой повторяющийся с периодом $t_{\text{ц}}$ одного цикла работы тормоза источник фрикционного тепловыделения для режима однократного торможения.

При движении транспортного средства с постоянной скоростью V в режиме притормаживания на затяжном спуске мощность сил трения должна быть равна мощности внешних сил, стремящихся увеличить скорость движения транспортного средства:

$$M\omega k = mgV \sin \alpha, \quad (30)$$

где m — масса транспортного средства; g — ускорение свободного падения; α — величина уклона затяжного спуска.

Подставляя в равенство (30) зависимость (25), можно выразить давление на поверхности фрикционного контакта. Подстановка выражения для давления в формулу (1) дает следующую оценку плотности мощности источника фрикционного тепловыделения при движении транспортного средства с постоянной скоростью в режиме притормаживания на затяжном спуске:

$$q = \frac{3mgVr \sin \alpha}{2\pi nk(R_2^3 - r_2^3)}. \quad (31)$$

Решение системы нелинейных дифференциальных уравнений (2)—(21) аналитическими методами представляет значительные математические трудности [7–9], в связи с чем для решения рассматриваемой тепловой задачи применяли метод конечных элементов [10]. Реализацию численного решения задачи осуществляли в программном обеспечении ABAQUS/Standart (ABAQUS, Inc.).

Конструктивные параметры и свойства материалов пары трения. При выполнении расчетов температурного поля использовали геометрические параметры многодискового тормоза колесного трактора мощностью 114 кВт с парой трения сталь 65Г (ГОСТ 14959–79) — фрикционный материал с полимерной матрицей ВОМ-55 (ТУ ВУ 400084698.152–2004). Наружный и внутренний диа-

метры трения составляли 205 и 152 мм, соответственно, а толщина фрикционного слоя — 0,75 мм. Фрикционная теплостойкость, характеризующаяся температурой снижения момента трения в тормозе, для используемой пары трения составляет 320 °С. Плотность, определенная на измерителе плотности XS-204, для материала основы тормозного диска и промежуточного диска принималась равной 7850 кг/м³, а для фрикционного материала — 1840 кг/м³. Температурные зависимости теплофизических свойств материалов пары трения были установлены на измерителях теплопроводности ИТ-λ-400 и теплоемкости ИТ-с-400. Обработка экспериментальных данных методом наименьших квадратов позволила найти зависимости теплоемкости c и теплопроводности λ от температуры T для стали

$$c = 485,596 + 0,224T ; \quad (32)$$

$$\lambda = 37,331 - 0,012T \quad (33)$$

и для фрикционного материала

$$c = 850,123 + 4,973T - 0,015T^2 ; \quad (34)$$

$$\lambda = 0,42 - 0,0003T . \quad (35)$$

Коэффициент теплообмена посадочных поверхностей элементов пары трения с корпусом и валом тормоза, оцененный по данным для контактного теплообмена [11, 12], составлял 320 Вт/(м²·°С). Коэффициент теплообмена α_2 свободных поверхностей элементов пары трения с окружающей воздушно-масляной средой, оцененный на основании данных о теплообмене тел вращения с окружающей средой [13], в зависимости от угловой скорости вала тормоза составлял от 118 до 331 Вт/(м²·°С). При оценке коэффициента теплообмена поверхностей фрикционного контакта с маслом, находящимся в канавках фрикционного слоя, значение коэффициента теплообмена α_2 изменяли пропорционально отношению площади канавок к номинальной площади поверхности трения.

Расчет температурного поля пары трения выполняли для транспортного средства массой 4000—8000 кг, движущегося со скоростью 20—50 км/ч. Для режимов однократного и многократного торможения на основании сложившейся практики омологации тракторов за рубежом исходили из условия, что тормозной путь должен составлять 75% от допустимого тормозного пути, регламентированного Директивой Совета 76/432/ЕЭС. Согласно рекомендациям Директивы Совета 71/320/ЕЭС, период многократного торможения составлял 60 с. Расчет температурного поля в элементах тормоза при работе в режиме притормаживания транспортного средства выполняли для затяжного спуска длиной 1 км и уклона, равного 10%.

Вычислительный эксперимент по изучению влияния нагрузочно-скоростных режимов движения транспортного средства на температурное поле элементов дискового тормоза проводили с использованием полного факторного плана эксперимента второго порядка [14]. Полученные в результате численного решения системы уравнений (2)—(21) данные о температуре в зоне контакта пары трения представляли в виде зависимостей от нагрузочно-скоростных режимов движения, параметры которых оценивали методом наименьших квадратов.

Результаты исследований и их обсуждение. Согласно решению (26), угловая скорость вала тормоза в период включения последнего уменьшается во времени по параболическому закону, а в последующий период установившейся работы тормоза — по линейному закону. Зависимость (29) отражает влияние скорости относительного скольжения и давления в зоне контакта на плотность мощности источника фрикционного тепловыделения. Для наиболее часто встречающегося на практике случая, когда время торможения значительно превышает время включения тормоза ($t_T \gg t_B$), в начальный период торможения ($t < t_B$) происходит значительный рост контактного давления и незначительное уменьшение скорости относительного скольжения. Согласно выражению (29), в этот период плотность мощности источника тепловыделения увеличивается во времени практически по линейному закону. Небольшое отклонение роста интенсивности теплового источ-

ника от линейного закона связано с некоторым уменьшением скорости относительного скольжения контактирующих тел. В момент времени $t = t_b$ интенсивность теплового источника достигает максимального значения. После стабилизации контактного давления на постоянном уровне ($t_b < t < t_r$) на интенсивность источника тепловыделения оказывает влияние только снижение скорости скольжения фрикционного материала по поверхности контртела. В этот период плотность мощности теплового источника уменьшается во времени по линейной зависимости.

Режим однократного торможения. Результаты вычислительного эксперимента показывают, что закономерности формирования температурного поля в элементах тормоза во многом подобны для рассмотренных нагрузочно-скоростных режимов движения транспортного средства и различаются в основном абсолютными значениями достигаемых температур. Для режима однократного торможения транспортного средства зависимость максимальной температуры на фрикционном контакте от времени (рис. 4) отражает характер изменения интенсивности источника тепловыделения. В период включения тормоза ($t < t_b$) с ростом интенсивности источника тепловыделения происходит относительно быстрый подъем температуры во времени, причем скорость этого подъема увеличивается. В момент $t = t_b = 0,15$ с интенсивность теплового источника достигает максимального значения, а на зависимости контактной температуры от времени наблюдается перегиб. В последующий период времени ($t_b < t < t_r$) происходит падение интенсивности источника тепловыделения, сопровождающееся снижением скорости роста температуры. Для рассмотренных режимов работы тормоза максимальная контактная температура достигается в момент, соответствующий $(0,8-0,9)t_r$, когда энергия, поступающая от источника тепловыделения, становится равной энергии, отводимой от поверхности трения в объем элементов тормоза и окружающую среду. В дальнейшем происходит незначительное снижение контактной температуры, связанное с преобладанием теплоотвода от поверхности трения над подводом энергии от теплового источника.

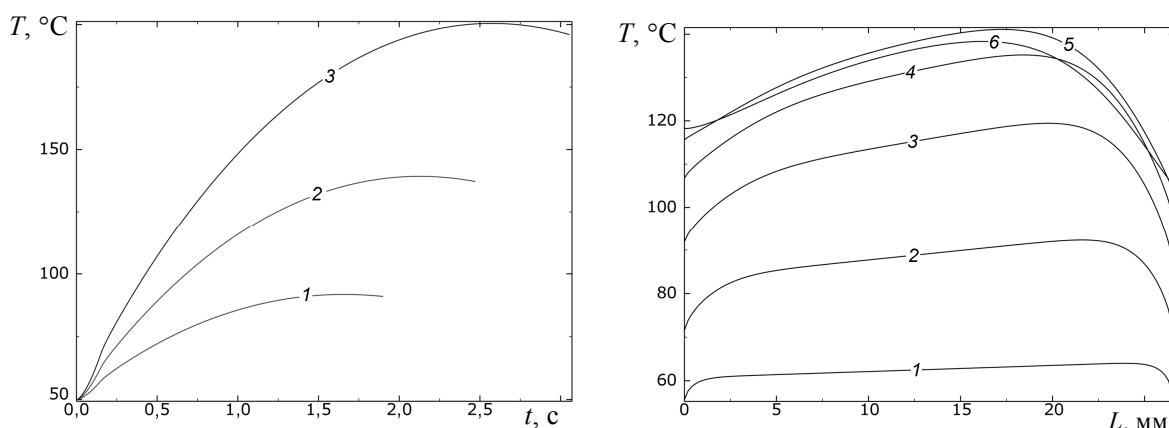


Рис. 4. Зависимость максимальной температуры на поверхности контакта пары трения ММОТ от времени при однократном торможении транспортного средства массой 6000 кг для различной начальной скорости движения:

1 — $V = 25$ км/ч; 2 — 37,5; 3 — $V = 50$ км/ч

Рис. 5. Распределение температуры по ширине поверхности контакта пары трения ММОТ для различных моментов времени при однократном торможении транспортного средства массой 6000 кг с начальной скоростью движения 37,5 км/ч:

1 — $t = 0,15$ с; 2 — 0,5; 3 — 1; 4 — 1,5; 5 — 2; 6 — $t = 2,48$ с

В начальный период однократного торможения транспортного средства на распределении температуры по ширине фрикционного контакта наблюдаются три характерных участка (рис. 5). Серединный участок характеризуется линейным распределением температуры по ширине контакта, аналогичным зависимости (1) плотности мощности источника тепловыделения от радиуса трения. Для двух периферийных участков, которые расположены у внешнего и внутреннего радиусов трения, наблюдается близкое к параболическому закону падение температуры при приближении к внешнему и внутреннему радиусам трения, соответственно. Отличное от линейного распределение температуры по ширине поверхности трения на периферийных участках связано с наличием теплоотвода в окружающую среду с поверхностей элементов пары трения, соответствующих внешнему и внутреннему радиусам трения. С увеличением времени торможения наблюдается рост тем-

пературы и ширины периферийных участков, а также уменьшение ширины срединного участка кривой $T(L)$. Для рассмотренных нагрузочно-скоростных режимов движения транспортного средства к концу торможения происходит объединение периферийных участков кривой за счет поглощения ими срединного участка. Изменения ширины характерных участков на кривой $T(L)$ связаны с ростом влияния на температурное поле элементов пары трения охлаждения поверхностей с течением времени торможения. С увеличением времени происходит смещение области максимальной температуры на поверхности контакта от внешнего радиуса трения в сторону среднего радиуса трения.

Режим многократного торможения. В режиме многократного торможения транспортного средства в каждой точке фрикционного контакта происходят циклические изменения температуры (рис. 6), связанные с ее ростом в процессе торможения и охлаждением контакта в периоды отключения тормоза. Зависимость температуры от времени торможения в каждом цикле подобна аналогичной зависимости для случая однократного торможения. Основное отличие заключается в увеличении количества теплоты, накопленной в объеме элементов пары трения, что связано с неполным охлаждением контакта (до температуры, превышающей температуру окружающей среды) за время отключения тормоза. Для рассмотренных режимов работы тормоза это проявляется в повышении температуры, достигаемой на фрикционном контакте в конце торможения, в течение первых 6–8 циклов работы (рис. 6). Увеличение температуры элементов пары трения приводит к повышению интенсивности их теплообмена с окружающей средой. В последующие периоды работы тормоза энергия, аккумулированная и рассеянная элементами тормоза за период торможения, становится равной энергии, передаваемой в окружающую среду за время отключения тормоза, а процесс накопления теплоты в элементах пары трения прекращается. При этом каждая точка элементов пары трения испытывает периодически повторяющиеся идентичные термические циклы.

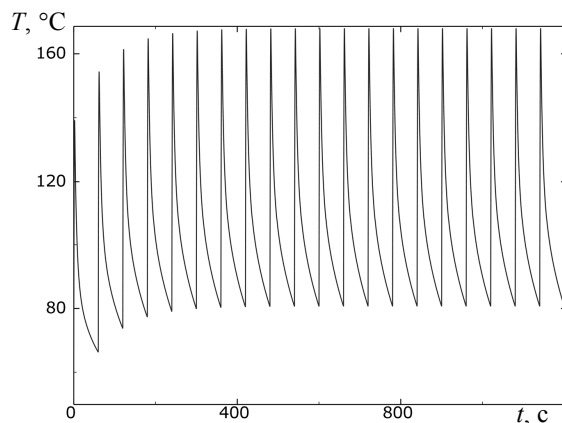


Рис. 6. Зависимость максимальной температуры на поверхности контакта пары трения ММОТ от времени при многократном торможении транспортного средства массой 6000 кг с начальной скоростью движения 37,5 км/ч

Распределение температурного поля в радиальном сечении пары трения (рис. 7) и соответствующий температурный профиль (рис. 8), полученные для среднего радиуса трения, свидетельствуют о различном характере распределения температурного поля в элементах пары. Наибольшая неравномерность в распределении температурного поля по толщине наблюдается для слоя фрикционного материала. Градиент температуры в радиальном направлении во фрикционном слое выражен значительно меньше. Распределение температуры по толщине промежуточного диска в начальные моменты торможения имеет некоторую неравномерность, которая уменьшается с течением времени торможения. В то же время, в конце торможения выраженная неравномерность распределения температуры в промежуточном диске наблюдается в радиальном направлении. Температурное поле в основе тормозного диска близко к равномерному.

Особенности формирования температурного поля в элементах пары трения связаны с теплофизическими свойствами их материалов и условиями теплообмена с окружающей средой. В частности, теплофизические свойства фрикционного материала близки к свойствам теплоизоляционных материалов, что приводит к значительному падению температуры во фрикционном слое при удалении от поверхности трения. Аккумуляции большей части тепловой энергии, поступающей в пару трения от источника фрикционного тепловыделения, промежуточным металлическим диском способствует хорошая теплопроводность металла по сравнению с материалом фрикционного слоя. Наличие теплоотвода в окружающую среду с поверхностей, соответствующих внешнему и внутреннему радиусам трения, формирует более прогретый срединный и менее прогретые

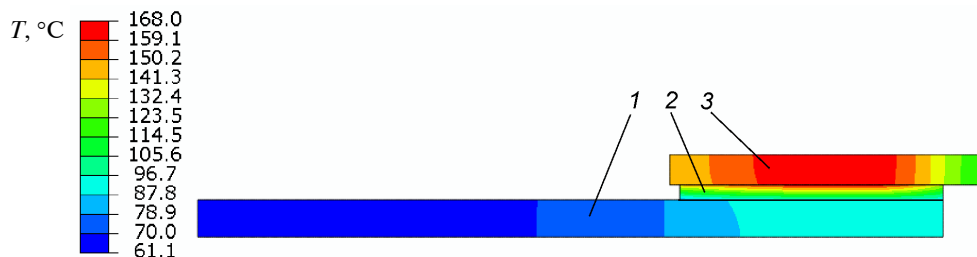


Рис. 7. Распределение температурного поля в радиальном сечении пары трения ММОТ в конце 20-го торможения транспортного средства массой 6000 кг с начальной скоростью движения 37,5 км/ч: 1 — основа тормозного диска; 2 — фрикционный материал; 3 — промежуточный диск. Относительный масштаб в направлении толщины элементов тормоза увеличен в 2 раза

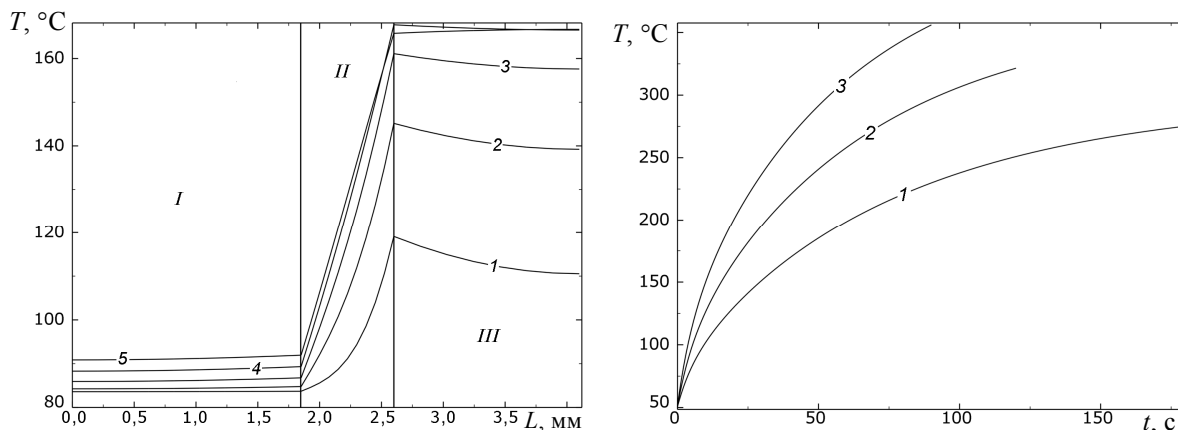


Рис. 8. Распределение температуры по толщине элементов пары трения в сечении, соответствующем среднему радиусу трения, для различных моментов времени при 20-м торможении транспортного средства массой 6000 кг с начальной скоростью движения 37,5 км/ч: 1 — $t = 0,5$ с; 2 — 1; 3 — 1,5; 4 — 2; 5 — $t = 2,48$ с; I — зона основы тормозного диска; II — зона фрикционного материала; III — зона промежуточного диска

Рис. 9. Зависимость максимальной температуры на поверхности контакта пары трения ММОТ от времени в режиме притормаживания транспортного средства массой 6000 кг для различных скоростей движения на затяжном спуске: 1 — $V = 20$ км/ч; 2 — 30; 3 — $V = 40$ км/ч

периферийные участки температурного профиля в радиальном направлении промежуточного диска. Тепловая изоляция от источника тепловыделения фрикционным слоем и хорошая теплопроводность материала способствуют формированию близкого к равномерному температурного поля в металлической основе тормозного диска.

Режим притормаживания. Зависимость максимальной температуры на поверхности контакта пары трения от времени для режима притормаживания транспортного средства на затяжном спуске имеет монотонно возрастающий характер (рис. 9). Скорость роста температуры уменьшается с течением времени, однако для рассмотренных нагрузочно-скоростных условий движения транспортного средства выход на стационарный температурный режим работы тормоза не наблюдается. Достижимые в конце затяжного спуска температуры на поверхности контакта характеризуют данный режим в сравнении с ранее рассмотренными как наиболее теплонагруженный.

В результате обработки данных вычислительного эксперимента методом наименьших квадратов получены следующие зависимости максимальной температуры T_{\max} , °C на поверхности контакта пары трения от массы m , т и скорости V , км/ч транспортного средства:

для режима однократного торможения:

$$T_{\max} = 51,589 + 0,059mV + 0,009mV^2; \tag{36}$$

для режима многократного торможения:

$$T_{\max} = 51,528 + 0,069mV + 0,012mV^2; \tag{37}$$

для режима притормаживания:

$$T_{\max} = 51,494 + 16,084m + 1,274mV - 0,01mV^2. \quad (38)$$

На основе выражений (36)—(38) были построены графические зависимости максимальной температуры в контакте пары трения для рассмотренной конструкции ММОТ от нагрузочно-скоростных режимов движения транспортного средства (рис. 10—12). Зависимости, представленные на рис. 10 и 11, показывают, что при изменении массы транспортного средства в интервале

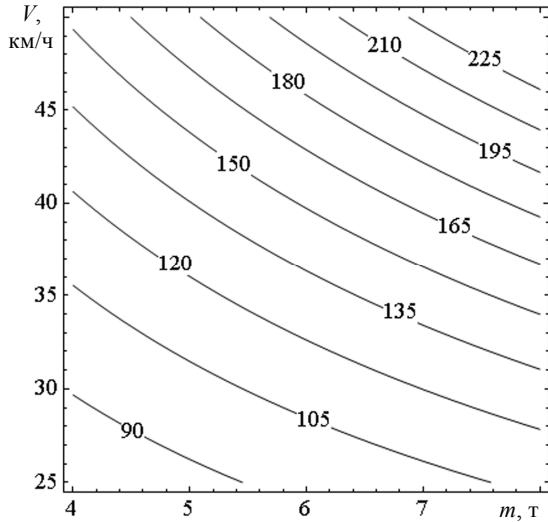


Рис. 10. Зависимость максимальной температуры на поверхности контакта пары трения ММОТ от массы и начальной скорости транспортного средства при однократном торможении

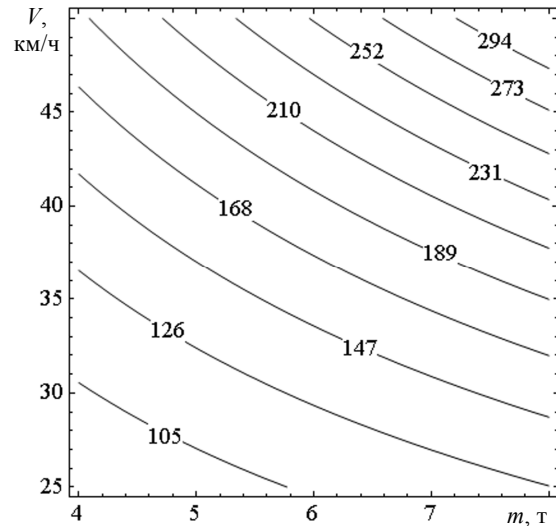


Рис. 11. Зависимость максимальной температуры на поверхности контакта пары трения ММОТ от массы и начальной скорости транспортного средства при многократном торможении

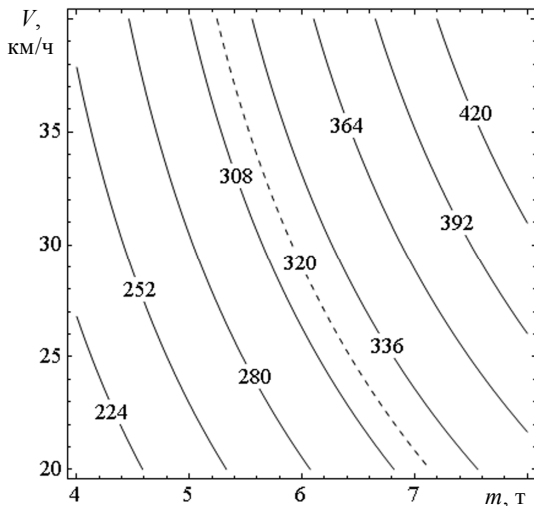


Рис. 12. Зависимость максимальной температуры на поверхности контакта пары трения ММОТ от массы и скорости транспортного средства в режиме притормаживания на затяжном спуске

4000—8000 кг и начальной скорости в интервале 25—50 км/ч максимальная температура на поверхности фрикционного контакта составляет от 78,8 до 252 °С для режима однократного торможения и от 87,6 до 318,9 °С для режима многократного торможения. Зависимость, представленная на рис. 12, свидетельствует о том, что при изменении массы транспортного средства в интервале 4000—8000 кг и скорости движения на затяжном спуске в интервале 20—40 км/ч максимальная температура на поверхности фрикционного контакта составляет от 201,8 до 460,9 °С.

Заключение. Рассмотренный метод моделирования теплообразования при нестационарном трении, основанный на численном решении системы нелинейных уравнений теплопроводности со смешанными граничными условиями, обладает повышенной точностью

получаемых результатов в сравнении с аналитическими методами. Это связано с тем, что он более полно учитывает особенности тепловых процессов, протекающих в паре трения дисковых тормозов. Метод позволяет прогнозировать критические с точки зрения тепловой нагруженности тормоза режимы эксплуатации транспортных средств.

Сравнение расчетных температур и экспериментальных данных, полученных при триботехнических испытаниях на теплостойкость, показывает, что для рассмотренных условий однократного и многократного торможения транспортного средства тормоз работает в нормальном тепловом режиме. Для значительной части рассмотренной области изменения нагрузочно-скоростных режимов движения транспортного средства при притормаживании на затяжном спуске тормоз работает в закритическом температурном режиме, т. е. за пределами показателей теплостойкости фрикционного материала.

Для снижения тепловой нагруженности многодискового тормоза рассмотренной конструкции можно рекомендовать следующие меры: использование фрикционных материалов с повышенными теплопроводностью и фрикционной теплостойкостью; снижение интенсивности источника фрикционного тепловыделения за счет увеличения суммарной по всем дискам площади поверхностей трения и дополнительного отбора мощности при движении транспортного средства на затяжном спуске; интенсификацию теплообмена с окружающей средой путем совершенствования системы масляного охлаждения трущихся элементов тормоза и увеличения поверхности теплообмена промежуточного диска.

Обозначения

f — средний коэффициент трения; p — давление на поверхности фрикционного контакта; p_{\max} — максимальное давление на поверхности фрикционного контакта; ω — угловая скорость вала тормоза; ω_0 — начальная угловая скорость вала тормоза; r — текущий радиус трения; r_i , R_i , h_i — характерные размеры i -го элемента пары трения; c_i , ρ_i , λ_i — удельная теплоемкость, плотность и коэффициент теплопроводности i -го элемента пары трения, соответственно; α_1 , α_2 , α_3 — коэффициенты теплообмена элементов пары трения с окружающей воздушно-масляной средой, валом и корпусом тормоза, а также масляной средой, соответственно; q — плотность мощности источника фрикционного тепловыделения; t — текущее время; J — момент инерции движущихся масс транспортного средства, приведенный к валу тормоза; M — момент сил трения, развиваемый одним тормозом; k — количество рабочих тормозов; n — количество пар трения в тормозе; S — номинальная площадь поверхности контакта пары трения; ε_{\max} — максимальное угловое ускорение вала тормоза при торможении; R — радиус качения колеса транспортного средства; V — скорость движения транспортного средства; m — масса транспортного средства; g — ускорение свободного падения; α — уклон затяжного спуска; $1(t)$ — асимметричная единичная функция.

Литература

1. Чичинадзе А. В., Браун Э. Д., Кожемякина В. Д. и др. Применение теорий тепловой динамики и моделирования трения и изнашивания твердых тел при проектировании тормозов авиаколес // Трение и износ. — 2005 (26), № 3, 261—268
2. Чичинадзе А. В., Браун Э. Д., Геккер Ф. Р. и др. Информациологические аспекты тепловой динамики и моделирования трения и изнашивания фрикционных пар при оценке рабочих характеристик нагруженных тормозных устройств на стадии проектирования // Трение и износ. — 2000 (21), № 4, 393—400
3. Балакин В. А., Сергиенко В. П., Заблоцкий М. М. и др. Тепловой расчет многодискового маслоохлаждаемого тормоза // Трение и износ. — 2004 (25), № 6, 585—592
4. Choi J.-H., Lee I. Finite element analysis of transient thermoelastic behaviors in disk brakes // Wear. — 2004 (257), N 1—2, 47—58
5. Wawrzonek L., Bialecki R. A. Temperature in a disk brake, simulation and experimental verification // Int. J. of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow. — 2008 (18), N 3—4, 387—400
6. Балакин В. А., Сергиенко В. П. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения. — Гомель: ИММС НАНБ. — 1999
7. Лыков А. В. Теория теплопроводности. — М.: Высшая школа. — 1967
8. Коздоба Л. А. Методы решения нелинейных задач теплопроводности. — М.: Наука. — 1975

9. Самарский А. А., Вабищев П. Н. Вычислительная теплопередача. — М.: Едиториал УРСС. — 2003
10. Bathe K.-J. Finite Element Procedures. — New Jersey: Prentice-Hall, Inc. — 1996
11. Попов В. И. Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. — М.: Энергия. — 1971
12. Шлыков Ю. П., Ганин Е. А., Царевский С. Н. Контактное термическое сопротивление. — М.: Энергия. — 1977
13. Wong H. Y. Handbook of Essential Formulae and Data on Heat Transfer for Engineers. — London, New York: Longman. — 1977
14. Бродский В. З. Введение в факторное планирование эксперимента. — М.: Наука. — 1976

Поступила в редакцию 15.05.09.

Sergienko V. P., Tseluev M. Yu., and Kupreev A. V. **Numerical simulation of thermal regimes of operation of multidisc oil-cooled automotive brake. Part 1. Solution of heat problem.**

The paper deals with thermal regimes of the operation of the multidisc oil-cooled brake during single and multiple brakings of a vehicle as well as during slowing down over a long slope. An initial-boundary heat problem is formulated for these regimes of brake operation and its numerical solution is obtained using the finite element method. Regularities of formation of the non-stationary temperature field on the friction surfaces and in the brake members are found for the specified braking regimes. The dependences of the maximal temperature of the surfaces of the metal counterbody and frictional material on the load and velocity regimes of vehicle motion are derived. A method for predicting the critical regimes of the operation of multidisc oil-cooled brakes for the specified conditions of vehicle exploitation is proposed.

Keywords: multidisc oil-cooled brake, frictional heating, temperature field, heat transfer, finite element method.