

УДК 536.12: 621.891

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ МНОГОДИСКОВОГО МАСЛООХЛАЖДАЕМОГО ТОРМОЗА

В. А. БАЛАКИН^а, В. П. СЕРГИЕНКО^б, М. М. ЗАБОЛОЦКИЙ^в, А. В. КУПРЕЕВ^г,
Ю. В. ЛЫСЕНКО^а

Рассмотрены процессы фрикционного тепловыделения и теплопереноса в многодисковом маслоохлаждаемом тормозе. Получены формулы для расчета приращений средних температур поверхности в трущихся твердых телах и охлаждающей среды (масла) в процессе торможения. Приводится методика определения тормозного пути движущихся в режиме притормаживания большегрузных автомобилей, оснащенных многодисковыми маслоохлаждаемыми тормозами.

Ключевые слова: маслоохлаждаемый тормоз, приращение температуры, интенсивность фрикционного тепловыделения, тепловые потоки, тормозной путь, безасбестовые фрикционные материалы.

Введение. Для увеличения эффективности торможения и триботехнического ресурса тормозных систем мобильных энергетических средств применяются многодисковые тормоза, работающие в теплоотводящей среде, например, в масле.

Сила трения, развиваемая многодисковым маслоохлаждаемым тормозом (ММОТ), определяется выражением

$$T = \tau_{\text{ср}} A_{\text{д1}} n,$$

где $\tau_{\text{ср}} = fp_a$ — средняя удельная сила трения; $A_{\text{д1}}$ — номинальная площадь контакта фрикционного диска; n — количество трущихся пар; f — коэффициент трения; p_a — давление на номинальную площадь контакта.

В дисковых и дисково-колодочных тормозах, работающих в режиме без использования смазочного материала (СМ) трения обычно $f \geq 0,4$, а $n = 2$ или 4.

Идея ММОТ состоит в том, что заданное значение силы трения в тормозе можно достичь путем увеличения количества трущихся пар n и соответствующего уменьшения величины средней удельной силы трения $\tau_{\text{ср}}$, а, следовательно, и коэффициента трения f . Использование большого количества тонких дисков (металлополимерных фрикционных и стальных), фрикционно взаимодействующих в среде масла, позволяет реализовать эту идею на практике. Трение без СМ заменяется жидкостным и полужидкостным. Такие условия эксплуатации обеспечивают существенное снижение тепловой нагруженности тормозов и износа материала трущихся элементов, вследствие уменьшения коэффициента трения и более интенсивного отвода тепла из зоны трения [1, 2]. Использование ММОТ особенно эффективно при многократных торможениях транспортных средств, а также при их движении в режиме притормаживания. Совершенствование конструкции ММОТ неразрывно связано с решением проблемы отвода маслом теплоты трения, с последующим его охлаждением. Поэтому прогнозирование тепловой нагруженности ММОТ является важной научной и инженерной задачей.

а Государственный технический университет им. П. О. Сухого. Беларусь, 246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.

б Институт механики металлополимерных мистем им. В. А. Белого НАНБ. 246050, г. Гомель, ул. Кирова, 32а.

в Республиканское унитарное производственное предприятие “Белорусский автомобильный завод”, г. Жодино.

+ Авторы, с которыми следует вести переписку.

Особенности течения СМ в контакте.

Экспериментальные данные свидетельствуют, что коэффициент трения фрикционной пары ММОТ работающего в масле, находится в диапазоне $f = 0,09 \dots 0,16$. Параметры шероховатости фрикционно-взаимодействующих дисков различные, причем $R_{z1} \gg R_{z2}$ (рис. 1). Это значит, что трение в зоне нагруженного фрикционного контакта — полужидкостное. В отдельных точках фактического контакта общей площадью A , из-за разрушения масляной пленки реализуется режим сухого трения, что приводит к существенному возрастанию коэффициента трения. Таким образом, срыв масляной пленки является причиной возникновения температурных вспышек и больших температурных градиентов. На остальной площади, равной $A_{a1} - A_r$, наблюдается течение СМ в зазоре переменной толщины $h(x)$. Вдоль линии контакта у микронеровностей возникают элементарные гидродинамические клинья, обладающие суммарной несущей способностью N , воспринимающей часть осевой нагрузки

$$N = p_r A_r + p_a (A_{a1} - A_r).$$

где p_r — давления на фактическую площадь контакта; A_r — фактическая площадь контакта.

Для улучшения подвода СМ и удержания его в зоне трения, фрикционный диск имеет специальные канавки. Снижение вероятности разрушения масляной пленки на контактной поверхности достигается также материаловедческими методами, например, созданием пористой структуры фрикционного материала.

Объем масла, находящегося между фрикционным и стальным дисками V , без учета пористости фрикционного материала, что имеет место при использовании износостойких композитов с полимерной терморективной матрицей, определяется как

$$V = A_{a1} h_{cp} + (A_{a2} - A_{a1}) h^* = [h^* (1 - K_{вз}) + K_{вз} h_{cp}] A_{a2}, \tag{1}$$

где $K_{вз} = \frac{A_{a1}}{A_{a2}}$ — коэффициент взаимного перекрытия; $A_{a1,2}$ — номинальные площади контакта фрикционного и стального дисков; h_{cp} — средняя толщина смазочного слоя; h^* — глубина канавок.

Отсюда видно, что поскольку $h^* \gg h_{cp}$, то с уменьшением $K_{вз}$ значение V возрастает.

Объем СМ в зоне фрикционного контакта всего тормоза V_T находится из выражения

$$V_T = V n = A_{a2} [h^* (1 - K_{вз}) + K_{вз} h_{cp}] n.$$

Рассмотрим схему сил, приложенных к единичным объемам масла в разных участках трущейся пары (рис. 2). В элементарных объемах (на единичных площадках $dx dy$) действуют разнонаправленные силы: центробежная — $\omega^2 R dm$, сила тяжести — $g dm$ и напряжение вязкого сдвига $\mu \frac{dv}{dz}$. Наличие лишь этих сил не позволяет обеспечить достаточную циркуляцию масла в зазоре и эффективный теплообмен в контакте, поэтому необходимым является создание избыточного давления масла в системе.

Методика вычислений. Наиболее теплонагруженными в ММОТ являются трущиеся пары, расположенные в середине пакета дисков. Эти диски подвержены максимальным температурным напряжениям и наиболее интенсивному изнашиванию (рис. 3).

Рассмотрим схему теплообмена. Во фрикционный диск направлен тепловой поток $q_1 = \alpha_T q$, в стальной — $q_2 = (1 - \alpha_T) q$ [1],

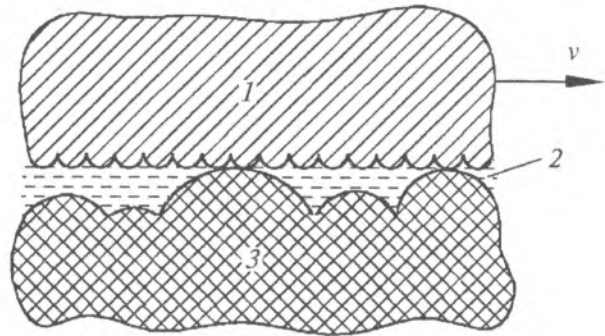


Рис. 1. Схема контактирования шероховатых поверхностей: 1 — сталь; 2 — масло; 3 — фрикционный материал

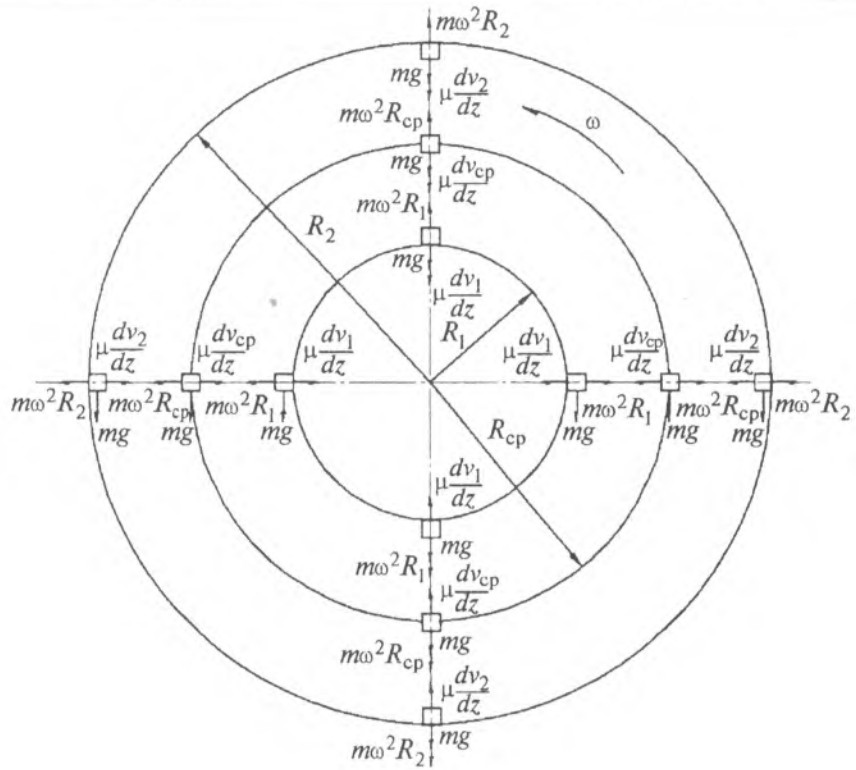


Рис. 2. Схема сил, действующих на элементарные объемы масла на различных участках трущейся пары ММОТ

где
$$\alpha_T = \frac{K_{вз} \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1}}{K_{вз} \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2}}; \tag{2}$$

$\lambda_{1,2}, c_{1,2}, \rho_{1,2}$ — теплопроводность, теплоемкость, плотность материалов фрикционного и стального дисков.

Характер изменения интенсивности фрикционного теплообразования q с течением времени зависит от режима работы тормоза.

В случае движения автомобиля в режиме притормаживания с постоянной скоростью, например, по длинному горному спуску (рис. 4), энергия торможения без учета трения в трансмиссии и аэродинамического сопротивления воздуха определяется соотношением

$$W = v m_a g \sin \alpha.$$

где v — скорость автомобиля; m_a — масса автомобиля; α — угол наклона горной дороги.

Тогда средняя интенсивность фрикционного тепловыделения q_{cp} в одной трущейся паре определяется формулой [3, 4] находится как

$$q_{cp} = \frac{W}{n^* A_{a1} n} = \text{const}, \tag{3}$$

где W — энергия торможения; n^* — количество ММОТ на автомобиле.

Если происходит обновление масла в зоне фрикционного контакта с выносом части теплоты из зоны трения, то интенсивность выноса теплоты маслом q_c за время t определяется формулой

$$q_c = \frac{c_c m_c \Delta \vartheta_c}{A_{a2} t}, \tag{4}$$

где $m_c = \rho_c V$ — масса обновляемого масла; c_c, ρ_c — теплоемкость и плотность масла; $\Delta \vartheta_c$ — приращение температуры масла.

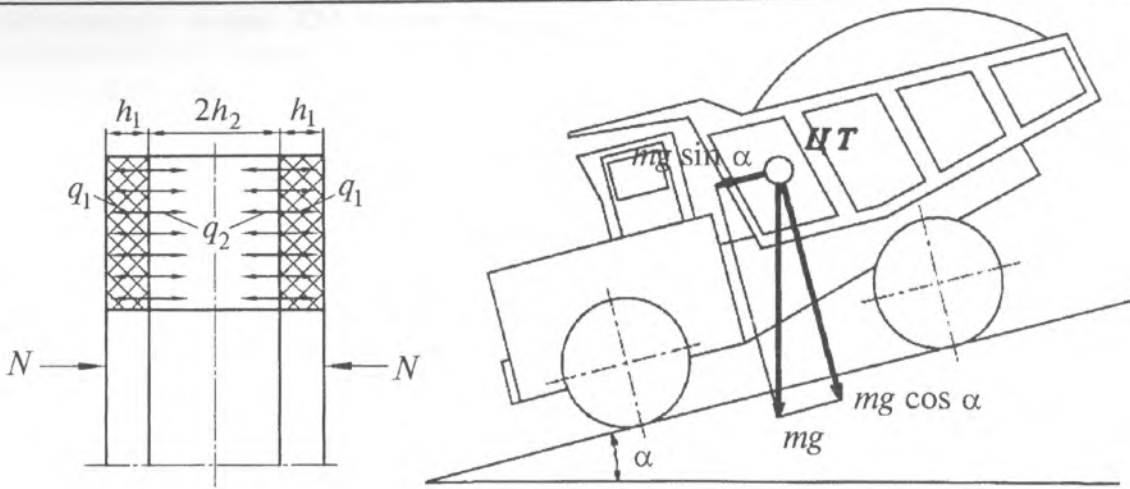


Рис. 3. Тепловая схема многодискового тормоза

Рис. 4. Движение автомобиля в режиме притормаживания (ЦТ — центр тяжести)

С учетом выражения (1), формула (4) принимает вид

$$q_c(t) = \frac{c_c \rho_c [h^*(1 - K_{вз}) + K_{вз} h_{ср}] \Delta \vartheta_c(t)}{t}$$

Время t можно связать с одним оборотом колеса (диска) $t = t_0 p \left(t_0 = \frac{2\pi}{\omega} \right)$, следовательно

$$q_c(t_0) = \frac{c_c \rho_c [h^*(1 - K_{вз}) + K_{вз} h_{ср}] \Delta \vartheta_c(t_0) \omega}{2\pi} = k_c \Delta \vartheta_c(t),$$

где

$$k_c = \frac{c_c \rho_c [h^*(1 - K_{вз}) + K_{вз} h_{ср}] \omega}{2\pi}, \quad (5)$$

а ω — частота вращения; k_c — является постоянной величиной для данной конструкции ММОТ и типа используемого СМ; t_0 — время одного оборота; p — количество оборотов колеса.

Тогда интенсивность тепловыделения на фрикционном контакте $q(t)$ с учетом выноса маслом части теплоты трения находится как

$$q(t) = q_{ср} - q_c(t) = q_{ср} - k_c \Delta \vartheta_c(t) \quad (6)$$

Приращение температуры в масляной пленке за время прохождения масла через фрикционный контакт при работе тормоза сначала растет от ϑ_0 до некоторой величины ϑ_c , а затем (при длительном торможении) может уменьшаться, если система охлаждения масла в автомобиле не позволяет полностью отдавать теплоту трения в окружающую среду. В этом случае температура масла в околodисковом пространстве увеличивается. Следовательно, интенсивность фрикционного тепловыделения $q(t)$ и тепловые потоки $q_{1,2}(t)$ зависят от времени.

Максимальная температура масляной пленки в зоне фрикционного контакта не может превышать некоторой величины ϑ_c^{\max} , иначе могут начаться необратимые изменения состава масла (окисление, деструкция, полимеризация).

Рассмотрим два случая.

Случай 1. Рассмотрим нестационарный нагрев масла за время его прохождения через фрикционный контакт. Предположим, что при торможении приращение температуры масла в контакте растет линейно:

$$\Delta \vartheta_c(t) = \frac{\vartheta_c^{\max} - \vartheta_0}{t_T} t = k^0 t,$$

$$\text{где } k^0 = \frac{\vartheta_{\varepsilon}^{\max} - \vartheta_0}{t_T}; \quad (7)$$

ϑ_0 — начальная температура масла; t_T — полное время торможения.

Тогда выражение (5) принимает вид:

$$q(t) = q_{\text{ср}} - k_c k^0 t = q_{\text{ср}} - k^* t, \quad (8)$$

$$\text{где } k^* = k_c k^0. \quad (9)$$

Величины тепловых потоков определяются выражениями

$$q_1(t) = \alpha_T (q_{\text{ср}} - k^* t); \quad q_2(t) = (1 - \alpha_T) (q_{\text{ср}} - k^* t) = q_2^0 - kt, \quad (10)$$

$$\text{где } q_2^0 = (1 - \alpha_T) q_{\text{ср}}, \quad (11)$$

$$k = (1 - \alpha_T) k^*. \quad (12)$$

Рассмотрим одномерный нагрев стального диска линейно изменяющимся тепловым потоком, описываемый системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \vartheta_2}{\partial t} &= a_2 \frac{\partial^2 \vartheta_2}{\partial z^2}, \\ q_2 &= q_2^0 - kt = -\lambda_2 \frac{\partial \vartheta_2(0, t)}{\partial z_2}, \\ \frac{\partial \vartheta_2(h_2, t)}{\partial z_2} &= 0, \\ \vartheta_2(z_2, 0) &= \vartheta_0. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Используя метод суперпозиции, приращение температуры на поверхности трения стального диска можно представить суммой двух решений [1, 5]:

$$\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_0 = \frac{q_2^0 h_2 K_{\text{вз}}}{\lambda_2} \theta'(0, Fo_2) - \frac{kh_2^3}{\lambda_2 a_2 t_T} \theta''(0, Fo_2), \quad (14)$$

$$\text{где } \theta'(0, Fo_2) = Fo_2 + \frac{1}{3} + \sum_{n=1}^{\infty} A'_n \cos \mu_n \exp(-\mu_n^2 Fo_2),$$

$$\theta''(0, Fo_2) = \frac{Fo_2}{2} + \frac{Fo_2}{3} - \frac{1}{45} - \sum_{n=1}^{\infty} A''_n \cos \mu_n \exp(-\mu_n^2 Fo_2),$$

$$Fo_2 = \frac{a_2 t}{h_2^2}, \quad \mu_n = n\pi, \quad A'_n = (-1)^{n+1} \frac{2}{\mu_n^2}, \quad A''_n = (-1)^{n+1} \frac{2}{\mu_n^4}.$$

При числах $Fo_2 > 0,5$ ряды сходятся к нулю и

$$\theta'(0, Fo_2) = Fo_2 + \frac{1}{3}, \quad \theta''(0, Fo_2) = \frac{Fo_2^2}{2} + \frac{Fo_2}{3} - \frac{1}{45}.$$

Таким образом, решение (14) предполагает, что за полное время торможения t_T система охлаждения масла в автомобиле позволяет обеспечивать постоянство начальной температуры масла ($\vartheta_0 = \text{const}$) на входе его в зону трения, т. е. температура масла в околосдисковом пространстве не изменится.

Уравнение (14) перепишем в виде

$$\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_0 = K_1 \theta'(0, Fo_2) - K_2 \theta''(0, Fo_2), \quad (15)$$

где

$$K_1 = \frac{q_2^0 h_2 K_{вз}}{\lambda_2}, \quad K_2 = \frac{kh_2^3}{\lambda_2 a_2 t_T}. \quad (16), (17)$$

Случай 2. При длительном торможении автомобиля может начаться нагрев масла в околodисковом пространстве. Тогда $t_T = t_T' + t_T''$. В этом случае за время t_T' происходит повышение температуры масла в контакте до максимально допустимой величины ϑ_c^{\max} , в то время как на входе в контакт начальная температура ϑ_0 остается постоянной.

За время t_T'' при $\vartheta_c^{\max} = \text{const}$ происходит нагрев масла в тормозной системе до некоторого значения $\vartheta_i^{\max} < \vartheta_c^{\max}$. В этом случае фрикционное тепло полностью расходуется на нагрев масла в околodисковом пространстве.

Количество теплоты, идущее на нагрев масла массой m с учетом его прохождения через систему охлаждения автомобиля, определяется выражением

$$Q = q_{cp} n A_{a1} t_T'' = c_c m (\vartheta_i^{\max} - \vartheta_0) \eta,$$

откуда

$$t_T'' = \frac{c_c m (\vartheta_i^{\max} - \vartheta_0) \eta}{n A_{a1} q_{cp}}, \quad (\eta > 1). \quad (18)$$

Пример расчета. Для расчета оспользуем технические характеристики и режимы эксплуатации, характерные для карьерного самосвала “БелАЗ” грузоподъемностью 55 т. Автомобиль массой $m_a = 95$ т движется по горному спуску с 8%-ным уклоном ($\alpha = 4^\circ 30'$, рис. 4) со скоростью 15 км/ч (4,17 м/с), $\omega = 4,24 \text{ с}^{-1}$ ($R_1 = 0,424$ м, $R_{cp} = 0,508$ м, $R_2 = 0,592$ м), $W = 242$ кВт (предполагаем, что 20% кинетической энергии автомобиля поглощает трансмиссия). Автомобиль оборудован двумя ММОТ ($n^* = 2$), каждый из которых имеет $n = 11$ поверхностей трения ($A_{a2} = 0,134 \text{ м}^2$), $m_i = 5$ кг, $2h_2 = 3$ мм, $h_{cp} = 10$ мкм, $h^* = 0,5$ мм, $\vartheta_c^{\max} = 230$ °С, $\vartheta_i^{\max} = 150$ °С, $\vartheta_0 = 20$ °С.

Теплофизические свойства материалов, используемых в тормозе:

$\lambda_1 = 1$ Вт/(м·К), $c_1 = 1250$ Дж/(кг·К), $\rho_1 = 1950$ кг/м³ — для безасбестового фрикционного материала (ТУ РБ 400084698.111-2001), используемого для облицовки дисков ММОТ;

$\lambda_2 = 32$ Вт/(м·К), $c_2 = 450$ Дж/(кг·К), $\rho_2 = 7780$ кг/м³, $a_2 = 9,16 \cdot 10^{-6}$ м²/с — для стального контртела; $c_c = 3000$ Дж/(кг·К), $\rho_c = 900$ кг/м³ — для масла (марка А ТУ 38.101.1282-89).

Необходимо найти тормозной путь S_T и полное время торможения t_T при значениях $K_{вз} = 0,7; 0,8; 0,9$.

Задачу решаем методом последовательных приближений.

1. Не учитывая поглощения теплоты трения маслом, определяем приращения средних температур в зоне фрикционного контакта по формуле [1]:

$$\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_0 = K_1 \theta'(0, Fo_2).$$

Воспользовавшись зависимостями (2), (3), (11) и (16) вычисляем K_1 при разных значениях $K_{вз}$. Результаты расчета сводим в табл. 1.

Отсюда видно, что значение коэффициента K_1 изменяется незначительно и составляют $\approx 3,45$. Значения приращений температур при $K_1 = 3,45$ приведены в табл. 2.

Охлаждение фрикционного контакта маслом снижает температуру на поверхности трения.

2. Принимаем $t_T' = 15$ с, тогда $S_T = vt_T' = 62,6$ м.

Таблица 1. Зависимость теплофизических параметров ММОТ от коэффициента взаимного перекрытия (расчетные данные)

$K_{вз}$	α_T	$q_{cp}, \text{ кВт/м}^2$	$q_2^0, \text{ кВт/м}^2$	K_1
0,7	0,094	117	10,6	3,48
0,8	0,106	103	92,1	3,45
0,9	0,117	91,7	81,0	3,42

Таблица 2. Приращение температур на фрикционном контакте для различного времени торможения

$t, \text{ с}$	Fo_2	$S, \text{ м}$	$\theta'(0, Fo_2)$	$\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_0, \text{ К}$
1	4,07	4,17	4,40	15,2
10	40,7	41,7	41,0	141
15	61,0	62,6	61,3	211

По формулам (5), (7), (9), (12) и (17) вычисляем коэффициенты K_2 при разных $K_{вз}$ (табл. 3).

3. Воспользовавшись уравнением (15) вычисляем приращения температур при разных $K_{вз}$ с учетом охлаждения зоны фрикционного контакта маслом (табл. 4).

Таблица 3. Результаты вычисления расчетных коэффициентов для различных $K_{вз}$

$K_{вз}$	$k_c, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$k^0, \text{К}/\text{с}$	$k^*, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$K_2, \text{К}$
0,7	286	12	3432	3109	0,001491
0,8	197	12	2364	2113	0,001041
0,9	108	12	1296	1144	0,000622

Таблица 4. Приращение температур на фрикционном контакте при охлаждении его маслом

$t, \text{с}$	F_{O_2}	$S, \text{м}$	$\theta'(0, F_{O_2})$	$\theta''(0, F_{O_2})$	$\vartheta_2(0, F_{O_2}) - \vartheta_0, \text{К}$		
					0,9	0,8	0,7
1	4,07	4,17	4,40	9,62	15,2	15,2	15,2
10	40,7	41,7	41,0	842	140,5	139,1	139,7
15	61,0	62,6	61,3	1881	209,8	209,0	208,2

4. Если принять, что за время прокатки масла t'_T система охлаждения его в автомобиле поглощает 50% теплоты трения, то $\eta = 2$. Тогда время торможения t''_T , найденное по формуле (18) при $K_{вз} = 0,9$ будет равно 32 с.

Общий путь торможения

$$S_T = v(t'_T + t''_T) = 196 \text{ м.}$$

Обсуждение результатов расчета. Анализ данных, приведенных в табл. 4 показывает, что при принятом допущении об обновлении объема масла, находящегося в зоне фрикционного контакта за один оборот колеса, приращение температуры на 209 °С происходит за $t'_T = 15$ с на пути $S = 62,6$ м.

Величина ускорения единичной массы масла вдоль радиуса зоны фрикционного контакта ($\omega^2 R$) при $\omega = 4,24 \text{ с}^{-1}$ ($v = 15 \text{ км}/\text{ч}$) составляет: для $R_1 = 0,78 \text{ г}$; $R_{cp} = 0,93 \text{ г}$; $R_2 = 1,08 \text{ г}$.

Это указывает на то, что течение масла в контакте под действием центробежных сил и сил тягести для вязкоупругой среды является невозможным. Для повышения эффективности прокатки масла через контакт дисков необходимы специальные конструктивные меры, например, подвод масла под давлением в область внутреннего радиуса дисков, а отвод его из околodискового пространства в области внешнего радиуса дисков или наоборот.

Соответственно необходимо оптимальное профилирование канавок на фрикционном диске. При этом, чем меньше $K_{вз}$, тем эффективнее прокатка масла через контакт. Снижение температуры трения достигается также увеличением массы масла m (см. формулу (18)).

Выводы. Таким образом, на основе разработанной методики теплового расчета тормозов, работающих в масле, обоснована эффективность применения ММОТ для высоконагруженных транспортных средств, особенно при движении их в режиме притормаживания, что характерно для условий работы карьерной техники и движения в горной местности.

Обозначения

$\vartheta_{1,2}$ — температура фрикционного и стального дисков; ϑ_0 — начальная температура; $\Delta\vartheta$ — приращение температуры; $\Delta\vartheta_c$ — приращение температуры СМ; ϑ_c^{max} — максимальная температура СМ в контакте; ϑ_i^{max} — максимальная температура СМ в околodисковом пространстве; $A_{a1,2}$ — номинальные площади контакта фрикционного и стального дисков; A_r — фактическая площадь контакта; $K_{вз}$ — коэффициент взаимного перекрытия; V, V_T — объем СМ между трущимися парами в зоне фрикционного контакта и всего тормоза; N — номинальная нагрузка; p_a, p_r — давление на номинальную и фактическую площади контакта, соответственно; f — коэффициент трения; $R_{1,2}$ — высота неровности поверхности фрикционного и стального дисков; h_{cp} — средняя толщина смазочного слоя; h^* — глубина канавок; n — количество трущихся пар; n^* — количество ММОТ на ав-

томобиле; α_T — коэффициент распределения тепловых потоков; $\lambda_{1,2}$, $c_{1,2}$, $\rho_{1,2}$, $a_{1,2}$ — теплопроводность, теплоемкость, плотность и температуропроводность материалов фрикционного слоя и стального диска; c_c , ρ_c — теплоемкость и плотность масла; t — время; t_T — полное время торможения; t_0 — время одного оборота колеса; S_T — полный тормозной путь; q — интенсивность фрикционного тепловыделения; q_{cp} — средняя интенсивность тепловыделения; $q_{1,2}$ — тепловые потоки в фрикционный и стальной диски; q_2^0 — средний тепловой поток в стальной диск без учета поглощения теплоты трения СМ; Fo_2 — число Фурье; W — энергия торможения; q_c — интенсивность выноса теплоты трения со СМ; h_2 — полуширина стального диска; m — масса СМ в одном ММОТ; R_1 , R_{cp} , R_2 — внутренний, средний и наружный радиусы дисков ММОТ; v — скорость; ω — частота вращения; α — угол наклона горной дороги; η — эффективность системы охлаждения СМ в автомобиле; k_c , k^* , k^0 , k — коэффициенты; μ — коэффициент динамической вязкости масла; m_a — масса автомобиля; p — количество оборотов колеса.

Литература

1. Балакин В. А., Сергиенко В. П. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения. — Гомель: ИММС НАНБ. — 1999
2. Чичинадзе А. В., Матвеевский Р. М., Браун Э. Д. Материалы в триботехнике нестационарных процессов. — М.: Наука. — 1986
3. Балакин В. А., Сергиенко В. П., Лысенко Ю. В., Заболоцкий М. М. Тепловой режим работы тормозов карьерных самосвалов БелАЗ в условиях их экстренного торможения // Трение и износ. — 2001 (22) № 5, 520—526
4. Балакин В. А., Сергиенко В. П., Лысенко Ю. В. Тепловой режим работы тормозов автомобилей на горном спуске // Трение и износ. — 2002 (23), № 1, 35—40
5. Balakin V., Sergienko V. Investigation of frictional heat generation and transfer at clutche and brake actuation // Proc. of the 3rd Int. Symp. on the Tribology of Friction Materials. — Yaroslavl, Russia. — 1997, 233—242

Поступила в редакцию 30.09.04.

Balakin V.A., Sergienko V.P., Zabolotsky M.M., Kupreev A.V., and Lysenok Yu.V. **Thermal design of a multidisc oil-cooled brake.**

The problems of friction-induced heat generation and transfer in the multidisc oil-cooled brake are analyzed. The authors present the formulas to calculate the mean surface temperature increment in the rubbing bodies and cooling medium (oil) in the course of braking. It's proposed to define the braking path of heavy haulers fit with multidisc oil-cooled brakes during slow down by the method derived.