

УДК 621.838:621.891

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТОРМОЗОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В. А. БАЛАКИН<sup>а</sup>, В. П. СЕРГИЕНКО<sup>б</sup>, П. Е. РОДЗЕВИЧ<sup>а</sup>

Проведен расчет приращений температур на поверхности трения пары “фрикционная накладка—диск” (барабан) в режиме экстренного торможения легковых автомобилей различных марок.

**Ключевые слова:** тормоз, расчет приращений температур, фрикционное тепловыделение, тепловые потоки.

**Введение.** Современные модели легковых автомобилей оборудованы дисково-колодочными сплошным или “вентилируемым” дисками и барабанными тормозами. Диаметры дисков колеблются в пределах от 236 до 290 мм, толщины сплошных дисков  $2h_2 = 10...16$  мм, толщины “вентилируемых” дисков  $h_2 = 5...6$  мм. Конфигурация и номинальные площади контакта фрикционных накладок дисково-колодочных тормозов изменяются от  $A_{a_1} = 20$  см<sup>2</sup> до  $A_{a_1} = 50$  см<sup>2</sup>, соответственно различны площади дорожек трения  $A_{a_2}$  и значения коэффициентов взаимного перекрытия трущихся пар  $K_{вз} = A_{a_1} / A_{a_2}$ . В дисково-колодочных тормозах  $K_{вз} = 0,07...0,17$ , в барабанных —  $K_{вз} = 0,6...0,8$ .

Целью настоящей работы являлось проведение сравнительного анализа тепловой нагруженности тормозов современных моделей легковых автомобилей как с новыми, так и с изношенными дисками и барабанами.

**Постановка задачи.** Для сравнительной оценки конструктивных особенностей тормозов будем считать, что фрикционные накладки и, соответственно, диски (барабаны) изготовлены из одних и тех же материалов. Например, фрикционные накладки изготовлены из безасбестового композита со следующими теплофизическими свойствами:  $\lambda_1 = 0,42$  Вт/(м·К),  $c_1 = 800$  Дж/(кг·К),  $\rho_1 = 2600$  кг/м<sup>3</sup>,  $a_1 = 2,0 \cdot 10^{-7}$  м<sup>2</sup>/с.

Диск (барабан) — из высокопрочного чугуна ( $\lambda_2 = 30$  Вт/(м·К),  $c_2 = 540$  Дж/(кг·К),  $\rho_2 = 7300$  кг/м<sup>3</sup>,  $a_2 = 7,6 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с).

Каждый автомобиль имеет свою нормативно полную массу. Будем считать, что работа тормозов происходит в режиме экстренного торможения со скоростями 90, 120, 150 км/ч на горизонтальной поверхности дороги.

Если в процессе торможения  $T = \text{const}$ , то интенсивность фрикционного тепловыделения и тепловые потоки изменяются по линейным зависимостям:

$$q(t) = q_0 \left(1 - \frac{t}{t_T}\right),$$

$$q_1(t) = \alpha_T q_0 \left(1 - \frac{t}{t_T}\right),$$

<sup>а</sup> Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого. Беларусь, 246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.

<sup>б</sup> Институт механики металлополимерных систем им. В. А. Белого НАНБ.

<sup>+</sup> Автор, с которым следует вести переписку.

$$q_2(t) = (1 - \alpha_T)q_0\left(1 - \frac{t}{t_T}\right),$$

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

Оценку тормозов будем проводить по величине средних приращений температур, возникающих в зоне контакта пары “фрикционная накладка—диск” (барабан). Тепловую задачу рассматриваем как одномерную, без учета теплоотдачи в окружающую среду.

**Теоретическая часть.** Тепловой расчет тормозов проводим по методике, изложенной в работе [1], при этом тормозные пути вычисляем по формуле  $S_T = \frac{Kv_0^2}{2g\varphi}$ , полное время торможения —

$$t_T = \frac{2S_T}{v_0}. \text{ Кинетическая энергия, приходящаяся на один тормоз, } W_T = \frac{m_{\Pi} v_0^2}{8}. \text{ Одна фрикционная}$$

пара поглощает кинетическую энергию  $W_1 = \frac{W_T}{2}$ . Средняя интенсивность фрикционного тепло-

выделения  $q_{cp} = \frac{W_1}{A_{a_1} t_T}$ . Тогда с учетом вышеизложенного  $q_0 = 2q_{cp}$ .

Средние приращения температур определяем по формуле [1]

$$\vartheta_2(\eta_2, Fo_2) - \vartheta_0 = \frac{(1 - \alpha_T)K_{вз}q_0 h_2}{\lambda_2} \Theta'_2(\eta_2, Fo_2) - \frac{(1 - \alpha_T)K_{вз}q_0 h_2^3}{t_T \lambda_2 a_2} \Theta''_2(\eta_2, Fo_2), \quad (1)$$

где  $\Theta'_2(\eta_2, Fo_2) = Fo_2 - \eta_2 + \frac{\eta_2^2}{2} + \frac{1}{3} + \sum A'_n \cos[\mu_n(1 - \eta_2)] \exp(-\mu_n^2 Fo_2),$

$$\Theta''_2(\eta_2, Fo_2) = \frac{Fo_2^2}{2} + \frac{Fo_2}{3} - Fo_2 \eta_2 + \frac{Fo_2 \eta_2^2}{2} + \frac{\eta_2^4}{24} - \frac{\eta_2^3}{6} + \frac{\eta_2^2}{6} - \frac{1}{45} - \sum_{n=1}^{\infty} A''_n \cos[\mu_n(1 - \eta_2)] \exp(-\mu_n^2 Fo_2)$$

$$\eta_2 = \frac{z_2}{h_2}, \quad Fo_2 = \frac{a_2 t}{h_2^2}, \quad \mu_n = n\pi, \quad A'_n = (-1)^{n+1} \frac{2}{\mu_n^2}, \quad A''_n = (-1)^{n+1} \frac{2}{\mu_n^4}.$$

Приращение температуры на поверхности трения (при  $\eta_2 = 0$ )

$$\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_0 = \frac{(1 - \alpha_T)K_{вз}q_0 h_2}{\lambda_2} \Theta'_2(0, Fo_2) - \frac{(1 - \alpha_T)K_{вз}q_0 h_2^3}{t_T \lambda_2 a_2} \Theta''_2(0, Fo_2), \quad (2)$$

где  $\Theta'_2(0, Fo_2) = Fo_2 + \frac{1}{3} + \sum A'_n \cos \mu_n \times \exp(-\mu_n^2 Fo_2),$

$$\Theta''_2(0, Fo_2) = \frac{Fo_2^2}{2} + \frac{Fo_2}{3} - \frac{1}{45} - \sum_{n=1}^{\infty} A''_n \cos \mu_n \exp(-\mu_n^2 Fo_2).$$

**Результаты расчетов.** Средние приращения температур на поверхностях трения определялись по формуле (2). Их величины зависят от кинетической энергии движущихся автомобилей, площадей контакта  $A_{a_1}, A_{a_2}$ , толщины  $h_2$  и времени торможения  $t$ .

Данные о значениях полных масс автомобилей разных марок, геометрических характеристиках передних и задних тормозов, а также о максимальных приращениях средних температур поверхностей трения за текущее время торможения  $t$  при различных начальных скоростях торможения приведены, соответственно, в табл. 1.

Таблица 1. Сравнительный анализ результатов расчета приращений температур тормозов легковых автомобилей

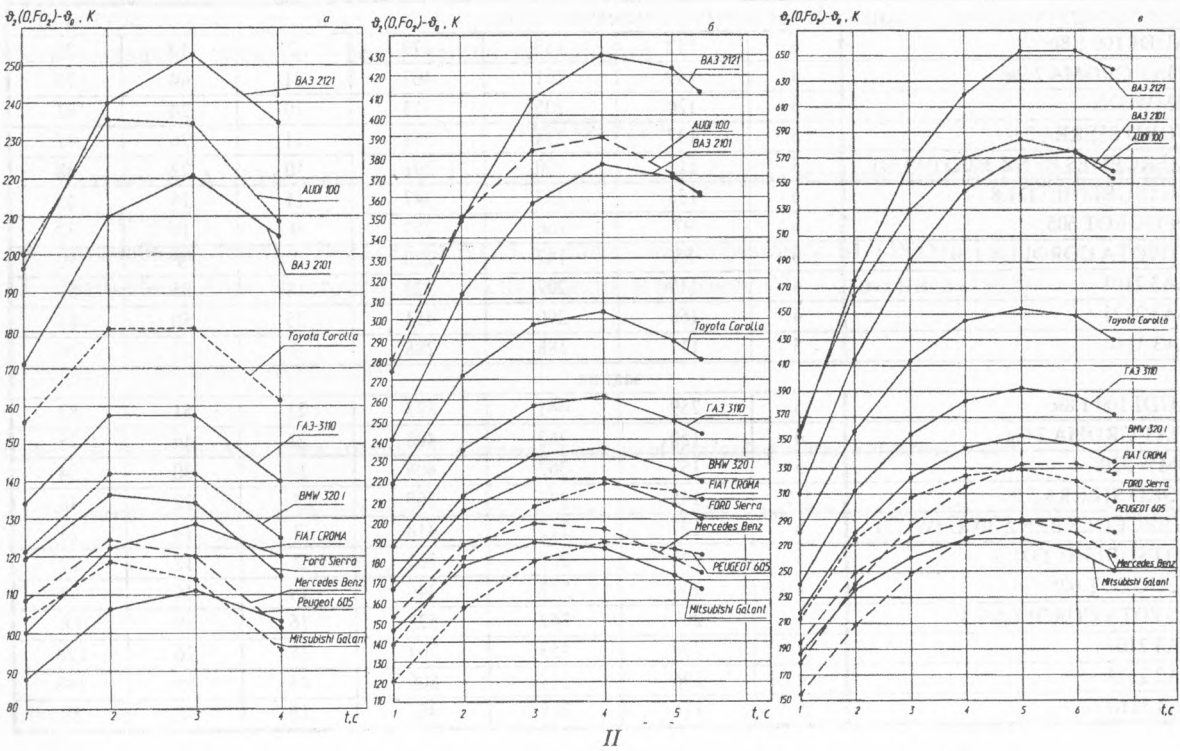
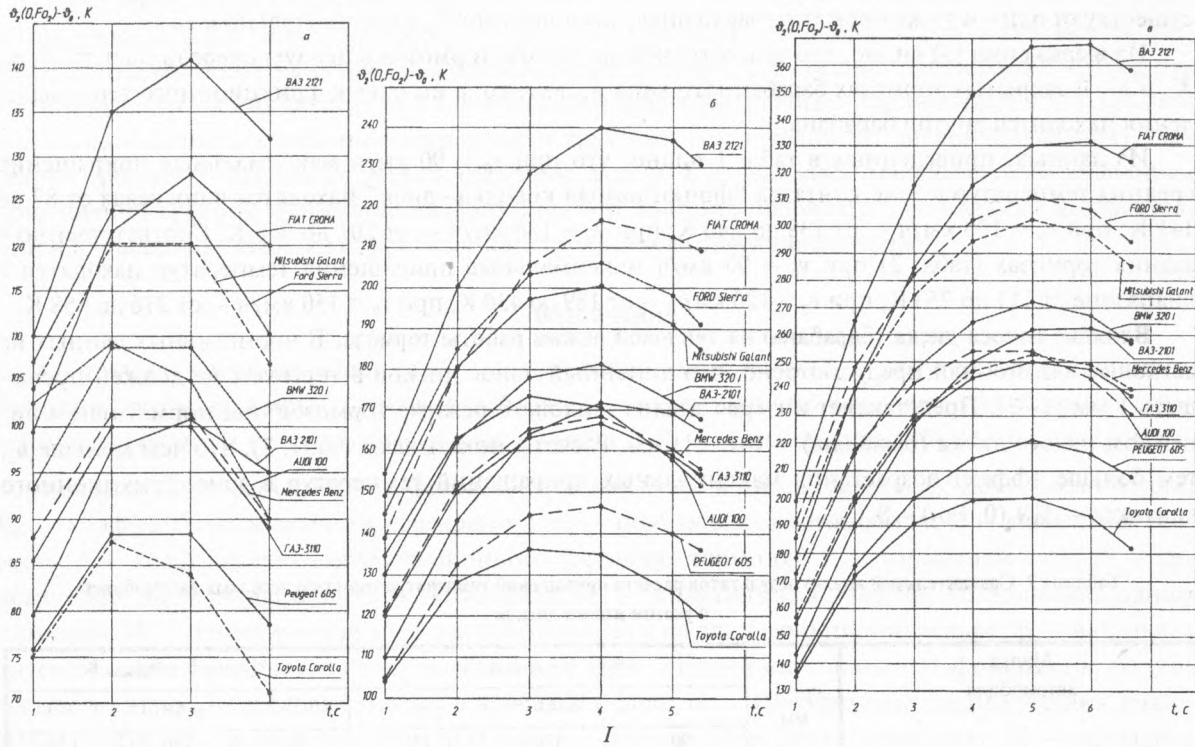
Марка автомобиля	$m_n$ , кг	$h_2$ , мм	$D_2$ , мм	$A_{a1}$ , см <sup>2</sup>	$A_{a2}$ , см <sup>2</sup>	$K_{вз}$	$\alpha_T$	[ $\vartheta_2(0, F_{O_2}) - \vartheta_0$ ] <sub>max</sub> , К		
								$\vartheta_0$ , км/ч		
								90	120	150
передние										
AUDI 100 1.8ie	1800	7	256	50	314	0,159	0,014	110	173	254
FIAT CROMA 2.0ie	1710	5	251	43	290	0,148	0,013	128	218	332
BMW 320i	1800	6	256	40	324	0,124	0,011	110	181	272
FORD SIERRA 2.0	1600	6	240	35	251	0,139	0,012	126	208	311
MERCEDES BENZ 300D (W123)	1870	6	256	50	361	0,139	0,012	102	168	253
MITSUBISHI TD1.8	1700	6	250	45	174	0,164	0,014	122	201	302
PEUGEOT 605	1600	6	276	40	355	0,113	0,010	89	147	221
TOYOTA COROLLA 1.3i	1400	7	250	50	309	0,162	0,014	87	138	201
BA3 2101	1355	5	250	37	290	0,128	0,011	101	172	264
BA3 2121	1550	5	250	40	236	0,169	0,014	141	240	368
GA3 3110	1850	6	280	45	361	0,125	0,011	102	167	250
задние										
AUDI 100 1.8ie	1800	6	230	86	289	0,595	0,049	238	390	586
FIAT CROMA 2.0ie	1710	5	250	30	290	0,104	0,009	128	218	333
BMW 320i	1800	6	256	23	249	0,092	0,008	143	237	354
FORD SIERRA 2.0	1600	6,5	240	29	225	0,129	0,011	138	222	329
MERCEDES BENZ 300D (W123)	1870	7	256	25	288	0,087	0,007	125	198	290
MITSUBISHI TD1.8	1700	7	250	32	274	0,117	0,010	119	189	276
PEUGEOT 605	1600	5	290	23	314	0,073	0,006	111	189	289
TOYOTA COROLLA 1.3i	1400	6	230	88	289	0,609	0,050	185	303	455
BA3 2101	1355	5	200	100	251	0,796	0,064	221	378	576
BA3 2121	1550	5	200	100	251	0,796	0,064	253	430	658
GA3 3110	1850	6	280	100	440	0,682	0,055	159	262	393

Наименьшая масса  $m_n = 1355$  кг у автомобиля BA3 2101, наибольшая масса  $m_n = 1870$  кг — у MERCEDES BENZ 300D. На рисунке (I) приведены зависимости приращений температур  $\vartheta_2(0, F_{O_2}) - \vartheta_0$  от текущего времени  $t$  в передних тормозах при экстренном торможении автомобилей со скоростями 90, 120 и 150 км/ч на сухой асфальтовой дороге ( $\varphi = 0,7$ ). Во всех трех случаях расчета минимальные значения приращений температур наблюдаются в тормозах автомобилей TOYOTA COROLLA и PEUGEOT 605. В автомобиле TOYOTA COROLLA этот эффект достигается за счет повышенного значения толщины полудиска ( $h_2 = 7$  мм) и относительно малой полной массы  $m_n = 1400$  кг. В автомобиле PEUGEOT 605 — за счет оптимального подбора геометрических параметров тормоза.

Наибольшие приращения температур — у тормозов автомобилей BA3 2121 и FIAT CROMA. Это объясняется малой толщиной полудисков ( $h_2 = 5$  мм) и относительно повышенными значениями полных масс. В тормозе автомобиля BA3 2121 сравнительно велик также коэффициент взаимного перекрытия трущихся пар.

На рисунке (II) приведены зависимости приращений температур  $\vartheta_2(0, F_{O_2}) - \vartheta_0$  от текущего времени  $t$  в задних тормозах при экстренном торможении автомобилей со скоростями 90, 120 и 150 км/ч на дороге с коэффициентом сцепления  $\varphi = 0,7$ . При трех различных скоростях движения автомобиля минимальные значения приращений температур в процессе торможения наблюдаются в тормозах автомобилей PEUGEOT 605 и MITSUBISHI TD1.8. Задние тормоза этих автомобилей дисково-колодочные со сплошными дисками. Наибольшая тепловая нагруженность возникает в барабанных тормозах BA3 2121 и AUDI 100 1.8ie. При скорости 150 км/ч у автомобиля BA3 2121 приращение температуры может гипотетически достигнуть 658 К, поскольку движение машины этой марки на такой скорости не предусмотрено.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТОРМОЗОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ



Сравнительная оценка приращений температур в передних (I) и задних (II) тормозах автомобилей: экстренное торможение со скорости 90 (а), 120 (б), 150 км/ч (в)

Формулу (2) можно переписать в виде

$$\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_0 = \frac{(1 - \alpha_T) q_0 K_{вз} h_2}{\lambda_2} \left[ \Theta'_2(0, Fo_2) - \frac{h_2^2}{t_T a_2} \Theta''_2(0, Fo_2) \right]. \quad (3)$$

Для каждой скорости  $v_0$  легковых автомобилей при условии одинаковости дорожных покрытий существуют одни и те же нормативные данные для значений  $S_T$ , а следовательно и  $t_T$ .

Из выражения (3) видно, что тепловой режим работы тормозов в первую очередь зависит от  $q_0$ ,  $K_{вз}$  и  $h_2$ . В закрытых тормозах барабанного типа  $K_{вз}$  велико, а источник фрикционного тепловыделения находится внутри барабана.

Из данных, приведенных в табл. 1 видно, что при  $v_0 = 90$  км/ч максимальные приращения средних температур в зоне контакта “фрикционная колодка—диск” находятся в пределах от 87 до 141 К; при  $v_0 = 120$  км/ч — от 138 до 240 К; при  $v_0 = 150$  км/ч — от 201 до 368 К. Соответственно в задних тормозах (табл. 2) при  $v_0 = 90$  км/ч максимальные приращения температур находятся в диапазоне от 111 до 253 К; при  $v_0 = 120$  км/ч — от 189 до 430 К; при  $v_0 = 150$  км/ч — от 276 до 658 К.

**Влияние износа диска (барабана) на тепловой режим работы тормоза.** В нормативных данных на легковые автомобили предусмотрено, что линейный износ дисков в тормозах не должен превышать 1 мм [1–3]. Представляет интерес анализ теплового режима тормозов при нормативном линейном износе диска (барабана) —  $(h_2 - 1)$  мм. Расчеты показывают (табл. 2), что чем меньше  $h_2$ , тем больше эффект возрастания максимальных приращений температур в зоне фрикционного контакта —  $\Delta[\vartheta_2(0, F_{02}) - \vartheta_0]_{\max}$ .

Таблица 2. Сравнительный анализ результатов расчета приращений температур тормозов легковых автомобилей с учетом износа дисков

Марка автомобиля	$h_2 - 1$ , мм	[ $\vartheta_2(0, t) - \vartheta_0$ ] <sub>max</sub> , К			$\Delta[\vartheta_2(0, t) - \vartheta_0]_{\max}$ , К		
		$v_0$ , км/ч			$v_0$ , км/ч		
		90	120	150	90	120	150
передние							
AUDI 100 1.8ie	6	112	185	279	2	12	25
FIAT CROMA 2.0ie	4	149	261	407	21	44	75
BMW 320i	5	120	205	313	10	24	41
FORD SIERRA 2.0	5	137	234	358	11	26	47
MERCEDES BENZ 300D (W123)	5	112	190	291	10	22	38
MITSUBISHI TD1.8	5	133	227	347	11	26	45
PEUGEOT 605	5	97	166	253	9	19	32
TOYOTA COROLLA 1.3i	6	88	147	220	1	9	19
ВАЗ 2101	4	119	207	323	18	35	59
ВАЗ 2121	4	166	290	451	25	50	83
ГАЗ 3110	5	111	188	288	9	21	38
задние							
AUDI 100 1.8ie	5	259	441	673	21	51	87
FIAT CROMA 2.0ie	4	150	262	408	22	44	75
BMW 320i	5	157	267	408	14	30	54
FORD SIERRA 2.0	5,5	145	244	369	7	22	40
MERCEDES BENZ 300D (W123)	6	127	212	318	2	14	28
MITSUBISHI TD1.8	6	121	201	303	2	12	27
PEUGEOT 605	4	130	227	346	19	38	57
TOYOTA COROLLA 1.3i	5	201	342	523	16	39	68
ВАЗ 2101	4	259	453	704	38	76	128
ВАЗ 2121	4	296	518	806	43	88	148
ГАЗ 3110	5	174	295	452	15	33	59

Так, у передних тормозов при  $h_2 = 5$  мм и  $v_0 = 90$  км/ч этот эффект достигает 18% (FIAT CROMA, ВАЗ 2101 и т.д.), при  $v_0 = 120$  км/ч он возрастает до 21%, а при  $v_0 = 150$  км/ч — до 23%. У задних тормозов при  $v_0 = 90$  км/ч возрастание максимальных приращений температур достигает 17% (PEUGEOT 605, ВАЗ 2101), при  $v_0 = 120$  км/ч — до 20%, а при  $v_0 = 150$  км/ч — до 22%.

При торможении со скорости  $v_0 = 150$  км/ч таких автомобилей как ВАЗ 2101, ВАЗ 2121 и AUDI 100 1.8ie, TOYOTA COROLLA 1.3i максимальные приращения температур поверхностей трения приближаются к критическим значениям, при которых начинается деструкция связующего. Это может повлечь за собой резкое снижение коэффициента трения и отказ тормоза.

**Заключение.** Таким образом сравнительный анализ результатов теплового расчета дисково-колодочных и барабанных тормозов легковых автомобилей различных марок в режиме их экстренного торможения на сухой асфальтовой дороге показал, что средние приращения температур на поверхности трения зависят от кинетической энергии движущихся автомобилей, площадей колодок, коэффициента взаимного перекрытия трущихся пар и толщины дисков (барабанов). Расчетные формулы позволяют решать обратную задачу, т. е. задаваясь максимальным значением приращений средних температур на фрикционном контакте подбирать оптимальные конфигурации и площади накладок к конкретным конструкциям легковых автомобилей.

### Обозначения

$t$  — текущее время торможения;  $t_T$  — полное время торможения;  $h_2$  — полутолщина сплошного, толщина “вентилируемого” дисков (барабана);  $z_2$  — координата по оси, перпендикулярной к поверхности трения и направленная в диск (барабан);  $D_2$  — диаметр диска (барабана);  $A_{a_1}$ ,  $A_{a_2}$  — номинальные площади контакта фрикционной накладки и диска (барабана);  $Fo$  — число Фурье;  $K_{вв}$  — коэффициент взаимного перекрытия;  $m_{п}$  — полная масса автомобиля;  $v_0$  — начальная скорость;  $K$  — коэффициент эксплуатационного состояния тормозов;  $S_T$  — тормозной путь;  $W$  — кинетическая энергия движущегося автомобиля;  $W_T$  — кинетическая энергия, поглощаемая одним тормозом;  $W_1$  — кинетическая энергия, приходящаяся на одну фрикционную пару;  $q_0$  — начальная интенсивность фрикционного тепловыделения;  $q_{ср}$  — средняя интенсивность фрикционного тепловыделения;  $q_{1,2}$  — тепловые потоки в накладку и диск;  $\alpha_T$  — коэффициент распределения тепловых потоков;  $\varphi$  — коэффициент сцепления;  $\vartheta_2$  — температура диска (барабана);  $\vartheta_0$  — начальная температура;  $\lambda_{1,2}$ ,  $c_{1,2}$ ,  $\rho_{1,2}$ ,  $a_{1,2}$  — теплопроводность, теплоемкость, плотность, температуропроводность накладки и диска;  $\eta$  — безразмерная координата.

### Литература

1. Балакин В. А., Сергиенко В. П. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения. Гомель: ИММС НАНБ (1999)
2. Автомобили Mercedes Benz серии W123. Руководство по ремонту. М. (1995)
3. Автомобили Audi. Инструкция по эксплуатации и ремонту. М.: Арго-книга (1996)

Поступила в редакцию 16.01.2000.

Balakin V.A., Serguienko V.P., and Rodzevich P.E. Comparative analysis of heat loading of brakes of passenger cars.

Temperature increments on the surface of the friction strip and the disk (the drum) pair have been calculated which occur when passenger cars of various makes are braked in emergencies.