

УДК 621.838:621.891

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТОРМОЗОВ АВТОБУСОВ

П. Е. РОДЗЕВИЧ^{а+}, В. А. БАЛАКИН^а, В. П. СЕРГИЕНКО^б

Проведены расчеты приращений температур на поверхности трения тормозов автобусов различных марок и моделей при экстренном однократном торможении.

Ключевые слова: тормоз, тепловые потоки, приращения температур, фрикционное тепловыделение.

Введение. Особенность конструкции тормозных устройств автобусов и специфика применения в них различных фрикционных материалов связана с такими требованиями как обеспечение безопасности движения применительно к различным условиям эксплуатации, необходимого и стабильного тормозного момента и высокой износостойкости материалов пары трения. При проектировании и изготовлении тормозов нагрузочно-скоростные параметры и размеры контактных поверхностей фрикционно взаимодействующих деталей выбираются такими, чтобы обеспечить не только требуемую эффективность торможения, но и допустимый тепловой режим, исключающий аварийную ситуацию вследствие перегрева фрикционных элементов.

В связи с необходимостью замены асбестовых фрикционных материалов в тормозах автобусов, с учетом свойств которых они были спроектированы, на новые высокоэффективные безасбестовые композиты, представляло интерес оценить работоспособность фрикционных пар в заданных конструкциях тормозов.

Цель настоящей работы — проведение сравнительного анализа тепловой нагруженности тормозов автобусов различных марок и моделей.

В табл. 1 приведены обобщенные данные о конструкции, геометрических и нагрузочных параметрах тормозов двухосных автобусов.

Постановка задачи. Определение эффективности конструкции тормоза проводили, задаваясь одинаковым сочетанием материалов трущихся пар. Считаем, что фрикционную пару образуют накладка из безасбестового фрикционного материала с теплофизическими характеристиками: $\lambda_1 = 0,96$ Вт/(м·К), $c_1 = 1200$ Дж/(кг·К), $\rho_1 = 2000$ кг/м³, $a_1 = 4,0 \cdot 10^{-7}$ м²/с и контртело, изготовленное из чугуна: $\lambda_2 = 30$ Вт/(м·К), $c_2 = 540$ Дж/(кг·К), $\rho_2 = 7300$ кг/м³, $a_2 = 7,6 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Расчет поверхностных температур на фрикционных элементах осуществляли для однократного экстренного торможения с максимально допустимой скорости движения автобуса. Параметры взаимодействия шин с покрытием дороги задавали исходя из условий движения автобуса по сухой асфальтовой дороге.

Теоретическая часть. Определение приращений температур проводим по методике, изложенной в работах [1—4]. Методика позволяет математически описать взаимосвязанные процессы трения и теплообразования на макроуровне по времени в процессе торможения в зависимости от конструкции тормоза и фрикционных элементов, теплофизических, механических и фрикцион-

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

б Институт механики металлополимерных систем им. В. А. Белого НАНБ.

+ Автор, с которым следует вести переписку.

ных свойств материалов пары трения; скорости скольжения и поглощаемой тормозами энергии. Средние приращения температур на поверхности трения определяются выражением:

$$\Delta\vartheta_2 = \vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_0 = \frac{(1 - \alpha_T) K_{вз} q_0 h_2}{\lambda_2} \Theta_2'(0, Fo_2) - \frac{(1 - \alpha_T) K_{вз} q_0 h_2^3}{l_T \lambda_2 a_2} \Theta_2''(0, Fo_2),$$

Таблица 1. Геометрические и нагрузочные характеристики тормозов автобусов

Марка и модель автобуса	Полная масса, кг	Максимальная скорость, км/ч	Тормоза					
			передние	задние				
МАЗ	103	18000	100	барабанные D = 410 мм, B = 220 мм l = 370 мм, h ₂ = 15 мм	барабанные D = 410 мм, B = 220 мм l = 370 мм, h ₂ = 15 мм			
				151	18000	130	барабанные D = 410 мм, B = 220 мм l = 370 мм, h ₂ = 15 мм	барабанные D = 410 мм, B = 220 мм l = 370 мм, h ₂ = 15 мм
ПАЗ	5269	19000	90	барабанные D = 400 мм, B = 140 мм l = 380 мм, h ₂ = 20 мм	барабанные D = 400 мм, B = 140 мм l = 380 мм, h ₂ = 20 мм			
				5272	18000	90	барабанные D = 400 мм, B = 140 мм l = 380 мм, h ₂ = 20 мм	барабанные D = 400 мм, B = 140 мм l = 380 мм, h ₂ = 20 мм
ЛАЗ	4207	13502	100	барабанные D = 410 мм, B = 180 мм l = 385 мм, h ₂ = 20 мм	барабанные D = 420 мм, B = 180 мм l = 390 мм, h ₂ = 20 мм			
				5207	15090	110	барабанные D = 410 мм, B = 180 мм l = 385 мм, h ₂ = 20 мм	барабанные D = 420 мм, B = 180 мм l = 390 мм, h ₂ = 20 мм
				695H	11200	86	барабанные D = 410 мм, B = 180 мм l = 385 мм, h ₂ = 20 мм	барабанные D = 420 мм, B = 180 мм l = 390 мм, h ₂ = 20 мм
				699 P	12996	100	барабанные D = 410 мм, B = 180 мм l = 385 мм, h ₂ = 20 мм	барабанные D = 420 мм, B = 180 мм l = 390 мм, h ₂ = 20 мм
A 141	13800	100	100	барабанные D = 410 мм, B = 180 мм l = 385 мм, h ₂ = 20 мм	барабанные D = 420 мм, B = 180 мм l = 390 мм, h ₂ = 20 мм			
				52523	17735	90	барабанные D = 410 мм, B = 180 мм l = 385 мм, h ₂ = 20 мм	барабанные D = 420 мм, B = 180 мм l = 390 мм, h ₂ = 20 мм
				IKARUS	260	16000	62,8	барабанные D = 420 мм, B = 140 мм A _{а1} = 396 см ² , h ₂ = 20 мм
263	17940	110	барабанные D = 420 мм, B = 140 мм A _{а1} = 396 см ² , h ₂ = 20 мм					барабанные D = 420 мм, B = 180 мм A _{а1} = 600 см ² , h ₂ = 20 мм
365	15500	110	барабанные D = 420 мм, B = 140 мм A _{а1} = 396 см ² , h ₂ = 20 мм					барабанные D = 420 мм, B = 180 мм A _{а1} = 600 см ² , h ₂ = 20 мм
MERCEDES BENZ	O350	18000	120	Дисково-колодочные D = 500 мм A _{а1} = 200 см ² , h ₂ = 20 мм	Дисково-колодочные D = 500 мм A _{а1} = 200 см ² , h ₂ = 20 мм			
				O560	18000	120	Дисково-колодочные D = 500 мм A _{а1} = 200 см ² , h ₂ = 20 мм	барабанные D = 410 мм, B = 220 мм l = 370 мм, h ₂ = 20 мм
	302C	17500	110	барабанные D = 410 мм, B = 160 мм l = 370 мм, h ₂ = 20 мм	барабанные D = 410 мм, B = 220 мм l = 370 мм, h ₂ = 20 мм			

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

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

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

$$q_0 = \frac{mv_0^3}{16A_{a1}S_T}, \alpha_T = \frac{K_{вз} \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1}}{K_{вз} \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2}}, K_{вз} = \frac{A_{a1}}{A_{a2}}.$$

Результаты расчетов. Результаты расчетов приращений температур на поверхности трения тормозов автобусов в процессе торможения приведены на рис. 1, 2. Данные о значениях полного времени экстренного торможения, интенсивностей фрикционного тепловыделения, коэффициентов распределения тепловых потоков, об особенностях конструкции тормозов и максимальных значениях приращений температур представлены в табл. 2.

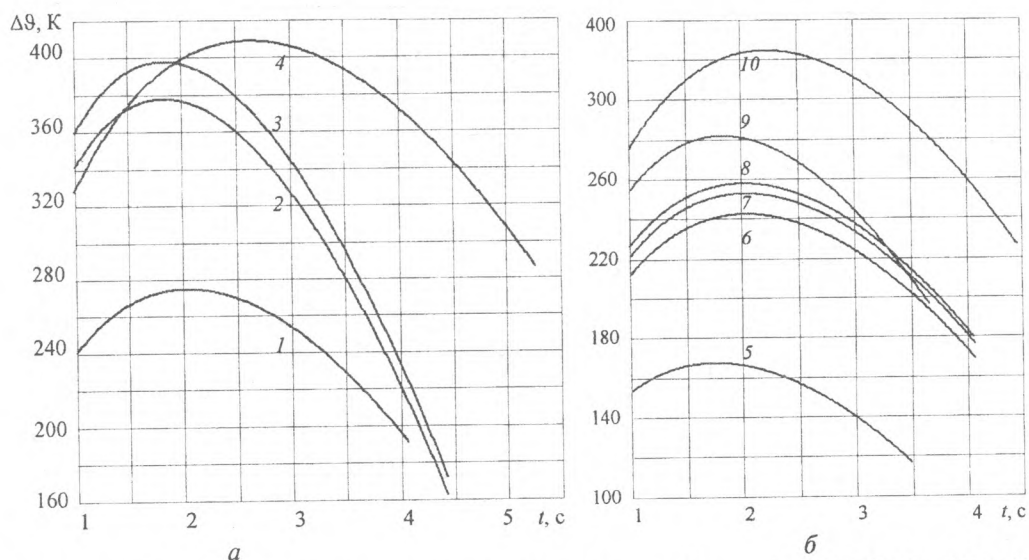


Рис. 1. Сравнительная оценка приращений температур в тормозах автобусов: а: 1 – МАЗ-103; 2 – ПАЗ-5272; 3 – ПАЗ-5269; 4 – МАЗ-151; б: 5 – ЛАЗ 695Н; 6 – ЛАЗ 699Р; 7 – ЛАЗ 4207; 8 – ЛАЗ А 141; 9 – ЛАЗ 52523; 10 – ЛАЗ 5207

Из приведенных зависимостей видно, что температура трения при однократном торможении зависит от максимально допустимой скорости v_0 и массы m автобуса, коэффициента взаимного перекрытия $K_{вз}$ и толщины диска (барабана) h_2 , являющихся параметрами, учитывающими конструкцию тормоза.

Максимальные температуры трения возникают в тормозах автобусов марки IKARUS, для которых характерны высокие значения начальных интенсивностей тепловыделения и низкий коэффициент распределения тепловых потоков. У автобуса Mercedes Benz 302С также наблюдаются высокие значения приращений температур, что является следствием не оптимального соотношения площадей A_{a1} и A_{a2} . В то же время дисково-колодочный тормоз автобуса Mercedes Benz O350 имеет запас по тепловой нагруженности.

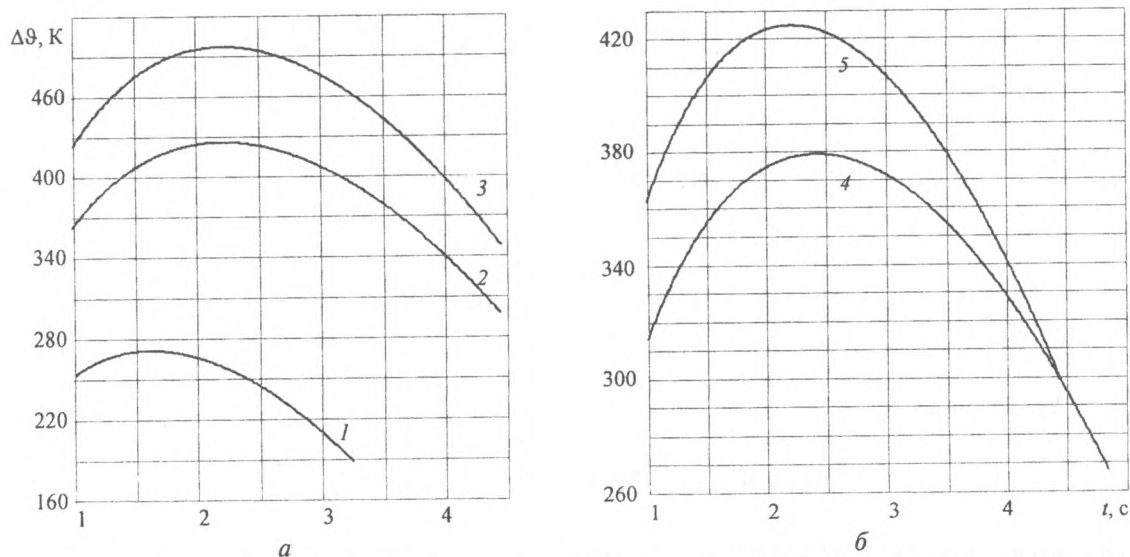


Рис. 2. Сравнительная оценка приращений температур в тормозах автобусов: а: 1 – IKARUS-260; 2 – IKARUS-365; 3 – IKARUS-263; б: 4 – Mercedes Benz O350; 5 – Mercedes Benz 302C

Таблица 2. Сравнительная оценка максимальных приращений температур в тормозах автобусов

Марка	t_T, c	$S_T, м$	$A_{a1}, cм^2$	$A_{a2}, cм^2$	$K_{вз}$	$q_0, МВТ/м^2$	α_T	$\Delta\theta, K$	
МАЗ-	103	4,05	56,2	814	2834	0,575	5,27	0,074	276
	151	5,26	95,0	814	2834	0,575	6,85	0,074	409
ПАЗ-	5269	3,64	45,5	532	1759	0,605	7,66	0,078	399
	5272	3,64	45,5	532	1759	0,605	7,26	0,078	379
ЛАЗ-	4207	4,05	56,2	693	2318	0,598	4,65	0,077	252
	5207	4,45	68,0	693	2318	0,598	5,71	0,077	324
	695Н	3,48	41,5	693	2318	0,598	3,31	0,077	166
	699 Р	4,05	56,2	693	2318	0,598	4,47	0,077	242
	А 141	4,05	56,2	693	2318	0,598	4,75	0,077	258
	52523	3,64	45,5	693	2318	0,598	5,49	0,077	282
IKARUS-	260	3,24	36,0	396	1847	0,429	7,71	0,056	273
	263	4,45	68,0	396	1847	0,429	11,88	0,056	494
	365	4,45	68,0	396	1847	0,429	10,27	0,056	428
MERCEDES BENZ-	O350	4,85	80,9	200	1433	0,14	25,75	0,019	379
	302С	4,45	68,0	592	2061	0,575	7,05	0,074	425

Заключение. Полученные данные свидетельствуют, что барабанные тормоза автобусов даже при однократных торможениях воспринимают значительные тепловые нагрузки, близкие к температуре деструкции полимерных связующих, используемых во фрикционных материалах. При многократных торможениях происходит перегревание фрикционных материалов тормозов, приводящее к снижению износостойкости материалов в паре трения, трещинообразованию и разрушению деталей узла трения. Применение на автобусах тормозов дисково-колодочной конструкции обеспечивает оптимальную тепловую нагруженность тормозов, что является существенным фактором в повышении безопасности движения.

Обозначения

t – время торможения; t_T – полное время торможения; θ_2 – температура барабана (диска); θ_0 – начальная температура; v_0 – начальная скорость машины; S_T – тормозной путь; α_T – коэффициент распределения тепловых потоков; $K_{вз}$ – коэффициент взаимного перекрытия; A_{a1} – площадь фрикционной накладке в дисковом тормозе либо суммарную площадь накладок барабанного тормоза; A_{a2} – номинальная площадь контакта барабана (диска); $\lambda_{1,2}, c_{1,2}, \rho_{1,2}, a_{1,2}$ – теплопроводность, теплоемкость, плотность, температуропроводность фрикционной накладке и барабана

(диска); m — полная масса; h_2 — полутолщина диска, толщина барабана; Fo — число Фурье; q_0 — начальная интенсивность фрикционного тепловыделения.

Литература

1. Балакин В. А., Сергиенко В. П. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения. — Гомель: ИММС НАНБ. — 1999
2. Балакин В. А., Сергиенко В. П., Родзевич П. Е. Сравнительный анализ дисково-колодочных тормозов легковых автомобилей // Трение и износ. — 2000 (21), № 4, 408—413
3. Балакин В. А., Сергиенко В. П., Родзевич П. Е. Тепловая нагруженность тормозов с учетом сил инерции // Трение и износ. — 2000 (21), № 6, 585—592
4. Балакин В. А., Сергиенко В. П., Родзевич П. Е., Лысенко Ю. В. Сравнительный анализ тормозов грузовых автомобилей // Трение и износ. — 2001 (22), № 2, 123—127

Поступила в редакцию 24.04.03.

Rodzevich P. E., Balakin V. A., and Sergienko V. P. Comparative analysis of heat burden of bus brakes.

It is shown how the increments of temperature are calculated on the friction surfaces of the brakes of buses of different makes and models during emergency single braking.