

УДК 536.12:621.891

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОЙ ПЛОЩАДИ КОНТАКТНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ФРИКЦИОННЫХ НАКЛАДОК В ТОРМОЗАХ АВТОМОБИЛЕЙ

В. А. БАЛАКИН^{а+}, В. П. СЕРГИЕНКО^б, А. А. ИВАНОВ^а, В. П. ЧАУС^а

Получены расчетные зависимости для оценки оптимального соотношения площадей контактных поверхностей фрикционных накладок передних и задних тормозов мобильных машин с учетом их конструктивных особенностей и сил инерции, возникающих при экстренном торможении. Оптимизация геометрии фрикционных накладок осуществлялась по критерию равенства средних интенсивностей фрикционного тепловыделения в парах трения тормозов.

Ключевые слова: трение, тормоз, фрикционная накладка, теплота трения, коэффициент сцепления.

Введение. При тепловом расчете тормозов автомобилей обычно принимают, что в процессе торможения передние и задние тормоза колес гасят одинаковую кинетическую энергию. При этом не рассматривается влияние сил инерции на величину реакций дороги на передние и задние колеса [1—4]. Между тем, в процессе торможения силы трения качения в передних колесах автомобилей, оснащенных дисково-колодочными тормозами, превышают силы трения качения в задних колесах. Наиболее экстремальные тепловые режимы работы тормозов возникают при наибольших силах трения качения. Если момент силы трения качения равен тормозному моменту или превышает его (условие отсутствия скольжения юзом), то тормозной путь и полное время торможения будут минимальными, а скорость диссипации механической энергии, а следовательно, и температура поверхности трения — максимальной. Для обеспечения условия равенства тепловой нагруженности тормозов в современных автомобилях фрикционные накладки тормозов передних колес имеют большую площадь, чем дисково-колодочных тормозов задних колес. Как правило, оптимальная площадь накладок определяется производителем машин экспериментально при стендовых и натурных испытаниях. Выбор соотношения площадей фрикционных накладок передних и задних тормозов транспортных средств является актуальной конструкторской задачей, направленной на обеспечение безопасности эксплуатации транспортных средств и равного ресурса компонентов тормозной системы.

Цель работы — теоретическое обоснование оптимальных соотношений площадей контактных поверхностей фрикционных накладок в дисково-колодочных тормозах автомобилей с учетом сил инерции, возникающих при торможении.

Теоретические зависимости. В основу расчета оптимального соотношения площадей фрикционных накладок передних и задних тормозов автомобилей положена гипотеза о равенстве удельных интенсивностей фрикционного тепловыделения на контактных поверхностях накладок [5]

$$q = \tau_1 v_{ср1} = \tau_2 v_{ср2}, \quad (1)$$

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

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

+ Автор, с которым следует вести переписку.

где τ_1, τ_2 — удельные силы трения в передних и задних тормозах; $v_{cp1} = \omega R_{cp1}$, $v_{cp2} = \omega R_{cp2}$; ω — частота вращения колеса. Обычно средние радиусы дорожек трения в передних и задних тормозах не совпадают, т. е. $R_{cp1} \neq R_{cp2}$.

Из формулы (1) следует, что

$$\tau_1 R_{cp1} = \tau_2 R_{cp2},$$

откуда

$$\tau_2 = \tau_1 R_{cp1} / R_{cp2}.$$

Силы трения скольжения в тормозах передних T_1 и задних T_2 колес равны

$$T_1 = \tau_1 A_{a1}^n, T_2 = \tau_2 A_{a1}^3,$$

где A_{a1}^n и A_{a1}^3 — площади контактных поверхностей накладок в передних и задних тормозах.

Моменты сил трения скольжения определяются зависимостями

$$M_{T_1} = T_1 R_{cp1} = \tau_1 A_{a1}^n R_{cp1}, M_{T_2} = T_2 R_{cp2} = \tau_2 A_{a1}^3 R_{cp2} = \tau_1 \frac{R_{cp1}}{R_{cp2}} A_{a1}^3 R_{cp2} = \tau_1 A_{a1}^3 R_{cp1}.$$

Работа тормозов автомобилей должна обеспечивать условие отсутствия скольжения юзом:

$$M_k \geq M_T,$$

где M_k — момент силы трения качения; M_T — момент силы трения скольжения.

При экстренном торможении легкового автомобиля опорные реакции, силы трения качения и моменты сил трения качения соответственно равны

$$N_1 = \frac{m(gl_2 + ah)}{2l}; N_2 = \frac{m(gl_1 - ah)}{2l}; l_2 = l - l_1;$$

$$T_{k1} = \varphi N_1 = \varphi \frac{m(gl_2 + ah)}{2l}; T_{k2} = \varphi N_2 = \varphi \frac{m(gl_1 - ah)}{2l};$$

$$M_{k1} = T_{k1} R_k = \varphi \frac{m(gl_2 + ah)}{2l} R_k; M_{k2} = T_{k2} R_k = \varphi \frac{m(gl_1 - ah)}{2l} R_k,$$

где m — масса автомобиля; g — ускорение свободного падения; l_1 — расстояние от передней оси до центра тяжести автомобиля; l_2 — расстояние от задней оси до центра тяжести автомобиля; l — база автомобиля; a — ускорение торможения; h — расстояние от уровня дороги до центра тяжести автомобиля; φ — коэффициент сцепления шин с дорогой; R_k — радиус колеса.

Отсюда видно, что силы и моменты сил трения качения зависят от массы автомобиля, коэффициента сцепления и положения центра тяжести (величин h, l, l_1, l_2).

Ускорение замедления автомобиля при торможении с учетом коэффициента сцепления колес с дорожным покрытием определяется зависимостью

$$a = \varphi g.$$

Пусть $M_{k1} = M_{T_1}$, $M_{k2} = M_{T_2}$, тогда

$$\varphi \frac{m(gl_2 + ah)}{2l} R_k = \tau_1 A_{a1}^n R_{cp1}, \tag{2}$$

$$\varphi \frac{m(gl_1 - ah)}{2l} R_k = \tau_1 A_{a1}^3 R_{cp1}. \tag{3}$$

Разделив левые и правые части выражений (2) и (3) друг на друга, получаем

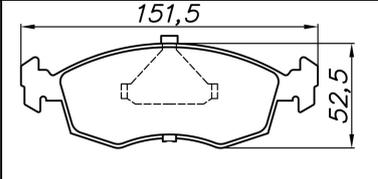
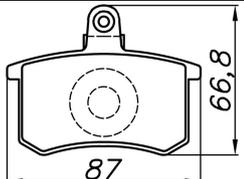
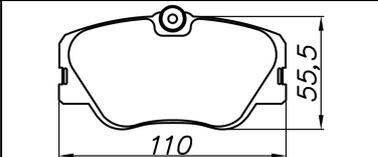
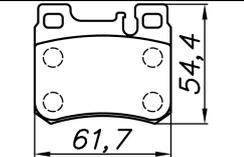
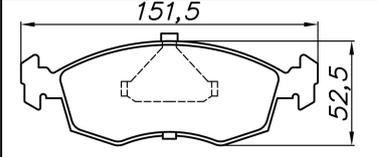
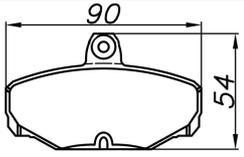
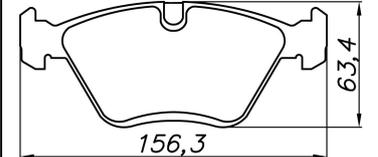
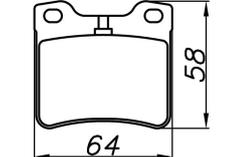
$$\frac{l_2 + \varphi h}{l_1 - \varphi h} = \frac{A_{a_1}^n}{A_{a_1}^z},$$

откуда

$$A_{a_1}^z = A_{a_1}^n \left(\frac{l_1 - \varphi h}{l_2 + \varphi h} \right). \quad (4)$$

Результаты расчетов и их обсуждение. Проверку возможности использования полученных зависимостей для определения площади контактных поверхностей фрикционных накладок тормозов осуществляли с использованием конструктивных данных автомобилей AUDI 2.2 S4 Turbo Quattro, Mercedes Benz 300D, Ford Scorpio 2.0i и Peugeot 605. В табл. 1 представлены геометрические параметры фрикционных накладок дисково-колодочных тормозов, которыми оснащены перечисленные автомобили [6].

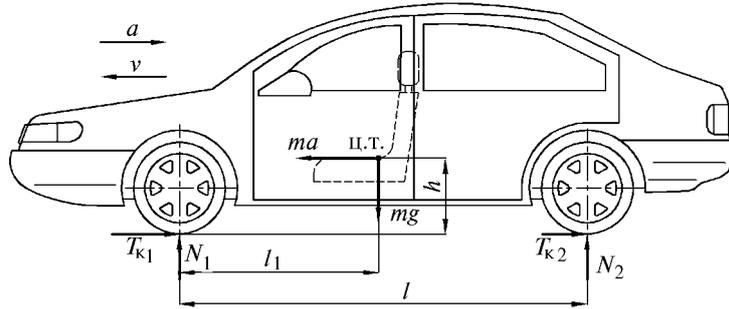
Таблица 1. Геометрические параметры фрикционных накладок

AUDI 2.2 S4 Turbo Quattro			
передние		задние	
$A_{a_1}^n = 6053 \text{ мм}^2$		$A_{a_1}^z = 2913 \text{ мм}^2$	
MERCEDES Benz 300D			
передние		задние	
$A_{a_1}^n = 4169 \text{ мм}^2$		$A_{a_1}^z = 2186 \text{ мм}^2$	
FORD Scorpio			
передние		задние	
$A_{a_1}^n = 4412 \text{ мм}^2$		$A_{a_1}^z = 2585 \text{ мм}^2$	
PEUGEOT 605			
передние		задние	
$A_{a_1}^n = 4450 \text{ мм}^2$		$A_{a_1}^z = 2585 \text{ мм}^2$	

Предположим, что груз, включая пассажиров, распределен в автомобиле таким образом, что центр тяжести находится на горизонтальном уровне переднего сиденья (рисунок), а фрикционные накладки тормозов передних колес обеспечивают необходимый тормозной момент. Координаты центра тяжести автомобилей, используемые в расчетах, приведены в табл. 2.

Поскольку интенсивность фрикционного нагрева пары трения в тормозах пропорциональна коэффициенту сцепления колес с дорожным покрытием, оптимальная площадь контактной поверхности накладок задних тормозов определялась для случая движения автомобиля по сухой асфальтовой дороге с коэффициентом сцепления $\varphi = 0,8$. Высокий коэффициент сцепления способствует увеличению силы трения качения, а следовательно, и теплонагруженности фрикционных

накладок [7]. Вычисленная по формуле (4) площадь контактной поверхности накладок задних тормозов и отклонения расчетных значений от реальных приведены в табл. 3.



Силы, действующие при торможении автомобиля на горизонтальной дороге (без учета сил аэродинамического сопротивления)

Таблица 2. Основные конструктивные данные автомобилей, используемые в расчетах

Марка автомобиля	AUDI 2.2 S4	Mercedes Benz 300D	Ford Scorpio	Peugeot 605
Полная масса автомобиля m , кг	2290	2050	1990	1900
База автомобиля l , мм	2620	2650	2780	2800
Расстояние от передней оси до центра тяжести l_1 , мм	1260	1270	1360	1350
Расстояние от дороги до центра тяжести h , мм	500	490	480	510

Таблица 3. Результаты расчетов площади контактной поверхности фрикционных накладок тормозов задних колес автомобилей

Марка автомобиля	AUDI 2.2 S4	Mercedes Benz 300D	Ford Scorpio	Peugeot 605
Расчетная площадь фрикционных накладок тормоза задних колес, $A_{a,p}^3$, мм ²	2845	2126	2400	2260
Отклонение расчетной площади от фактической, $\frac{ A_{a1}^3 - A_{a1p}^3 }{A_{a1}^3} \cdot 100\%$	2	3	7	3

Из данных табл. 3 видно, что разность между расчетными и фактическими значениями площади контактной поверхности фрикционных накладок тормозов находится в пределах 7%, что соответствует погрешности оценки показателя по предлагаемому методу.

Закключение. Предложен расчетный метод определения оптимального соотношения площадей контактных поверхностей фрикционных накладок по критерию равенства удельных интенсивностей фрикционного тепловыделения в передних и задних тормозах автомобилей. Показано, что оптимальное соотношение площадей зависит от положения центра тяжести автомобиля и коэффициента сцепления колес с дорожным покрытием.

Обозначения

q — средняя интенсивность фрикционного тепловыделения; τ_1, τ_2 — удельные силы трения в передних и задних тормозах; v_{cp1}, v_{cp2} — средние скорости; R_{cp1}, R_{cp2} — средние радиусы дорожек трения в передних и задних тормозах; ω — частота вращения колеса; A_{a1}^n, A_{a1}^s — площадь контактной поверхности фрикционных накладок передних и задних тормозов; T_1, T_2 — силы трения скольжения в передних и задних тормозах; M_{T1}, M_{T2} — моменты сил трения скольжения в передних и задних тормозах; T_{k1}, T_{k2} — силы трения качения передних и задних колес; M_{k1}, M_{k2} — моменты сил трения качения передних и задних колес; N_1, N_2 — реакции передней и задней опор автомобиля; m — масса автомобиля; φ — коэффициент сцепления; R_k — радиус колеса; a — ускорение торможения; g — ускорение свободного падения; l_1 — расстояние от передней оси до центра тяжести автомобиля; l_2 — расстояние от задней оси до центра тяжести автомобиля; l — база автомобиля; h — расстояние от уровня дороги до центра тяжести автомобиля.

Литература

1. **Чичинадзе А. В.** Расчет и исследование внешнего трения при торможении. — М.: Наука. — 1967
2. **Справочник по триботехнике** / Под ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. Т. 3. — М.: Машиностроение. — 1992
3. **Чичинадзе А. В.** Тепловая динамика трения и изнашивания фрикционных пар // Проблемы машиностроения и надежности машин. — 1996, № 5, 71—79
4. **Балакин В. А., Сергиенко В. П., Чаус В. П., Иванов А. А.** Влияние износа на тепловой режим работы тормоза // Трение и износ. — 2005 (26), № 6, 571—574
5. **Балакин В. А., Сергиенко В. П.** Тепловой расчет тормозов легковых автомобилей // Трение и износ. — 1999 (20), № 3, 270—281
6. **Disc brake pads.** Catalogue. — Allied Signal Jurid. — 1995
7. **Балакин В. А., Сергиенко В. П.** Тепловые расчеты тормозов и узлов трения. — Гомель: ИММС НАНБ. — 1999

Поступила в редакцию 09.03.06.

Balakin V. A., Sergienko V. P., Ivanov A. A., and Chaus V. P. **Calculation of optimal area of contact surface of frictional linings in automobile brakes.**

Calculated dependencies for the optimal ratio between the frictional lining contact surfaces in front and rear brakes of automobiles were obtained with account for design features and inertia forces arising in emergency braking. The geometry of frictional linings has been optimized using the criterion of the equality of average heat flow densities in brake friction pairs.

Keywords: friction, brake, frictional lining, frictional heat, slip factor.