

УДК 536.12:621.891

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ СООТНОШЕНИЙ ПЛОЩАДЕЙ ФРИКЦИОННЫХ НАКЛАДОК ТОРМОЗОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

А. А. ИВАНОВ, В. П. ЧАУС

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого»,
Республика Беларусь*

Введение

При тепловом расчете тормозов легковых автомобилей обычно принимают, что в процессе торможения, как передние, так 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]–[3]. Между тем, в процессе торможения силы трения качения в передних колесах переднеприводных автомобилей превышают силы трения качения в задних колесах.

Наибольшие силы трения качения возникают при хорошем сцеплении колес с дорогой, например, при коэффициенте сцепления $\varphi = 0,8$. Если момент силы трения качения равен моменту сил трения скольжения в тормозе (условие отсутствия юза), то в этом случае значения тормозного пути и полного времени торможения будут минимальны, а температура поверхности трения – максимальной. В тормозах современных легковых автомобилей площади фрикционных накладок передних колес больше площадей фрикционных накладок задних колес [4].

Целью данной статьи является теоретическое обоснование оптимальных соотношений площадей накладок с учетом максимальных сил инерции, возникающих в переднеприводных легковых автомобилях, имеющих полную массу.

Теоретические зависимости. В основу оптимального выбора соотношения площадей фрикционных накладок передних и задних колес принято условие равенства удельного фрикционного тепловыделения в них

$$q = \tau_1 v_{\text{ср}_1} = \tau_2 v_{\text{ср}_2}, \quad (1)$$

где $v_{\text{ср}_1} = \omega \cdot R_{\text{ср}_1}$, $v_{\text{ср}_2} = \omega \cdot R_{\text{ср}_2}$.

Обычно $R_{\text{ср}_1} \neq R_{\text{ср}_2}$.

Из формулы (1) следует

$$\tau_1 R_{\text{ср}_1} = \tau_2 R_{\text{ср}_2},$$

откуда

$$\tau_2 = \tau_1 R_{\text{ср}_1} / R_{\text{ср}_2}.$$

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

$$T_1 = \tau_1 A_{\text{д}_1}^{\text{н}}, \quad T_2 = \tau_2 A_{\text{д}_1}^{\text{з}}.$$

Моменты сил трения скольжения определяются зависимостями

$$M_{T_1} = T_1 \cdot R_{cp1} = \tau_1 \cdot A_{a_1}^n \cdot R_{cp1}, \quad M_{T_2} = T_2 \cdot R_{cp2} = \tau_2 \cdot A_{a_1}^z \cdot R_{cp2} = \tau_1 \frac{R_{cp1}}{R_{cp2}} A_{a_1}^z R_{cp2} = \tau_1 A_{a_1}^z R_{cp1}.$$

Работа тормозов автомобилей должна быть согласована с условиями сцепления колес с дорогой, т. е. проходить без юза. Это значит, что должно удовлетворяться условие

$$M_K \geq M_T.$$

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

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

$$l_2 = l - l_1;$$

$$T_{K_1} = \varphi N_1 = \varphi \frac{m(gl_2 + ah)}{2l}, \quad T_{K_2} = \varphi N_2 = \varphi \frac{m(gl_1 - ah)}{2l};$$

$$M_{K_1} = T_{K_1} R_K = \varphi \frac{m(gl_2 + ah)}{2l} R_K, \quad M_{K_2} = T_{K_2} R_K = \varphi \frac{m(gl_1 - ah)}{2l} R_K.$$

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

Значение ускорения торможения определяется зависимостью

$$a = \varphi \cdot g.$$

Пусть $M_{K_1} = M_{T_1}$, $M_{K_2} = M_{T_2}$, тогда

$$\varphi \frac{m(gl_2 + ah)}{2l} R_K = \tau_1 \cdot A_{a_1}^n \cdot R_{cp1}, \quad (2)$$

$$\varphi \frac{m(gl_1 - ah)}{2l} R_K = \tau_1 \cdot A_{a_1}^z \cdot R_{cp1}. \quad (3)$$

Поделив левые и правые части выражений (1) и (2) друг на друга, получаем

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

откуда,

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

Расчетные данные и их анализ

В расчете использованы данные по геометрии фрикционных накладок автомобилей Audi 100 Avant 2.2 S4, Mercedes Benz 300D (W124), Ford Scorpio и Peugeot 605,

оборудованных дисково-колодочными тормозами со сплошными (ДКС) и вентилируемые (ДКВ) дисками [4] (табл. 1), а также по положению центра масс (табл. 2).

Таблица 1

Геометрические параметры фрикционных накладок

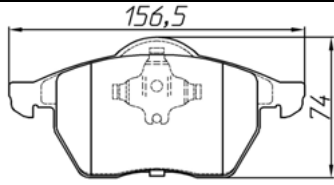
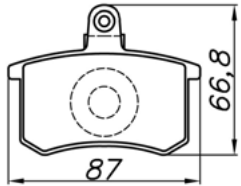
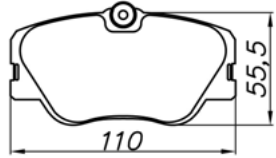
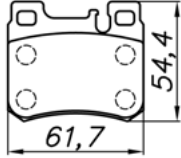
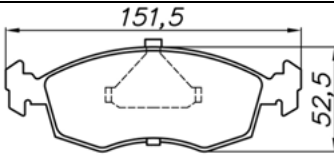
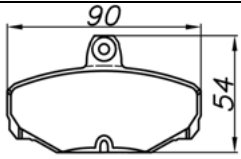
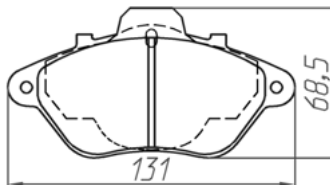
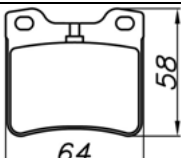
Марка автомобиля	Тормозные механизмы	Тип тормоза	Площадь фрикционной накладки	Общий вид накладки
Audi 100 Avant 2.2 S4	передние	ДКВ	$A_{a_1}^n = 6053 \text{ мм}^2$	
	задние	ДКС	$A_{a_1}^z = 2913 \text{ мм}^2$	
Mercedes Benz 300D (W124)	передние	ДКВ	$A_{a_1}^n = 4169 \text{ мм}^2$	
	задние	ДКС	$A_{a_1}^z = 2186 \text{ мм}^2$	
Ford Scorpio	передние	ДКВ	$A_{a_1}^n = 4412 \text{ мм}^2$	
	задние	ДКС	$A_{a_1}^z = 2585 \text{ мм}^2$	
Peugeot 605	передние	ДКВ	$A_{a_1}^n = 4450 \text{ мм}^2$	
	задние	ДКС	$A_{a_1}^z = 2320 \text{ мм}^2$	

Таблица 2

Основные расчетные данные

Марка автомобиля	Audi 100 Avant 2.2 S4	Mercedes Benz 300D (W124)	Ford Scorpio	Peugeot 605
Полная масса автомобиля, кг	2290	2050	1990	1900
База автомобиля, l , мм	2620	2650	2780	2800
Расстояние от передней оси до центра масс l_1 , мм	1260	1270	1360	1350
Расстояние от земли до центра масс h , мм	500	490	480	510
Фактическая площадь контакта фрикционной накладки передних колес $A_{a_1}^n$, мм ²	6053	4169	4412	4450
Фактическая площадь контакта фрикционных накладок задних колес $A_{a_1}^z$, мм ²	2913	2186	2585	2320

Значение h принималось по измерению расстояния от земли до уровня переднего сидения (рис. 1).

Результаты расчетов площадей фрикционных накладок задних колес, вычисленных по формуле (4), и процентные отношения теоретических и фактических площадей фрикционных накладок задних колес приведены в табл. 3.

Таблица 3

Результаты вычислений

Марка автомобиля	Audi 100 Avant 2.2 S4	Mercedes Benz 300D (W124)	Ford Scorpio	Peugeot 605
Фактическая площадь фрикционных накладок задних колес $A_{a_1}^z$, мм ²	2913	2186	2585	2320
Теоретическая площадь фрикционных накладок задних колес $A_{a_1, \text{теор}}^z$, мм ²	2845	2126	2400	2260
$A_{a_1}^z / A_{a_1, \text{теор}}^z$	1,02	1,03	1,07	1,03
$\frac{A_{a_1}^z - A_{a_1, \text{теор}}^z}{A_{a_1}^z} 100\%$	2,0	3,0	7	3,0

Из формулы (4) видно, что оптимальное соотношение площадей передних и задних фрикционных накладок зависит также от коэффициента сцепления.

Поскольку наиболее интенсивный фрикционный нагрев происходит при максимальном значении коэффициента сцепления ($\varphi = 0,8$), определение соотношения $A_{a_1}^z / A_{a_1, \text{теор}}^z$ проведем именно для этого случая.

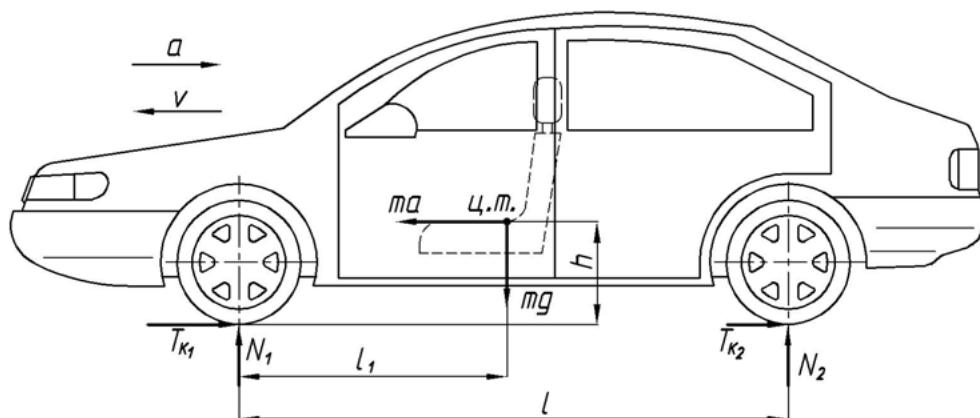


Рис. 1. Силы, действующие при фрикционном торможении автомобиля на горизонтальной дороге (без учета сил аэродинамического сопротивления)

Из данных, приведенных в табл. 3 видно, что найденные теоретическим путем оптимальные соотношения площадей фрикционных накладок передних и задних колес автомобилей Audi 100 Avant 2.2 S4, Mercedes Benz 300D (W124) и Peugeot 605 практически совпадают, лишь у автомобиля Ford Scorpio они отличаются на 7 %.

Заключение

Оптимальное соотношение площадей передних и задних фрикционных накладок зависит от положения центра тяжести легкового автомобиля и коэффициента сцепления. В основу расчета оптимальных соотношений положены условия равенства средних интенсивностей фрикционного тепловыделения в передних и задних тормозах, а также моментов сил трения качения и скольжения. При таких условиях тепловые режимы работы передних и задних тормозов будут экстремальными и одинаковыми (соблюдается равенство средних приращений температур поверхностей трения).

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; $A_{a_1}^n, A_{a_1}^z$ – номинальные площади контакта фрикционных накладок передних и задних тормозов; T_1, T_2 – силы трения скольжения в передних и задних тормозах; M_{T_1}, M_{T_2} – моменты сил трения скольжения в передних и задних тормозах; T_{K_1}, T_{K_2} – силы трения качения передних и задних колес; M_{K_1}, M_{K_2} – моменты сил трения качения передних и задних колес; N_1, N_2 – реакции передней и задней опор; m – масса автомобиля; φ – коэффициент сцепления; R_K – радиус колеса; a – ускорение торможения; 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 земли до центра масс автомобиля; g – ускорение свободного падения.

Литература

1. Балакин, В. А. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения / В. А. Балакин, В. П. Сергиенко. – Гомель : ИММС НАНБ, 1999.
2. Балакин, В. А. Тепловой расчет тормозов легковых автомобилей / В. А. Балакин, В. П. Сергиенко // Трение и износ. – 1999. – Т. 20, № 3. – С. 270–281.
3. Балакин, В. А. Оптимизация вентилируемых тормозов автомобилей / В. А. Балакин, В. П. Сергиенко, Ю. В. Лысенко // Трение и износ. – 2004. – Т. 25, № 5.
4. Allied Signal Jurid. Catalogue 1994-1995 // Disc brake pads – Edition 1994.

Получено 20.03.2006 г.