

УДК 621.838:621.891

ТЕПЛОВАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ ТОРМОЗОВ С УЧЕТОМ СИЛ ИНЕРЦИИВ. А. БАЛАКИН^а, В. П. СЕРГИЕНКО^б, П. Е. РОДЗЕВИЧ^а

Проведен тепловой расчет тормозов легковых автомобилей с учетом перераспределения нормальных нагрузок на оси передних и задних колес от действия момента силы инерции на тормозном участке пути.

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

Введение. В работах [1–3] при тепловом расчете тормозов автомобилей принималось, что в процессе торможения как передние так и задние тормоза колес гасят одинаковую кинетическую энергию. При этом не рассматривалось влияние сил инерции на величину реакций дороги на передние и задние колеса. Кроме того, работа тормозов автомобилей должна быть согласована с условиями сцепления колес с дорогой, т. е. проходить без юза. Это значит, что должно удовлетворяться условие

$$M_k \geq M_T. \quad (1)$$

Вывод расчетных соотношений. Рассмотрим равномерное движение переднеприводного легкового автомобиля по горизонтальной дороге (рис. 1, а). Центр масс автомобиля располагается ближе к его переднему мосту ($l_2 > 0,5l > l_1$).

На передний мост приходится большая часть веса автомобиля равная $mg l_2 / l$, на задний мост меньшая — $mg l_1 / l$.

При экстренном торможении (рис. 1, б) за счет силы инерции нормальная нагрузка на оси передних колес еще больше возрастает до величины $m(g l_2 + ah) / l$, а на оси задних колес уменьшается до значения $m(g l_1 - ah) / l$.

Сила трения качения в зоне контакта переднего колеса с дорогой $T_{k1} = \varphi \frac{m(g l_2 + ah)}{2l}$, соответственно в зоне контакта заднего колеса с дорогой — $T_{k2} = \varphi \frac{m(g l_1 - ah)}{2l}$.

Моменты сил трения качения передних и задних колес автомобиля определяются формулами

$$M_{k1} = 2T_{k1} R_k = \varphi R_k \frac{m(g l_2 + ah)}{l}, \quad (2)$$

$$M_{k2} = 2T_{k2} R_k = \varphi R_k \frac{m(g l_1 - ah)}{l}, \quad (3)$$

силы трения скольжения в зоне контакта фрикционных пар тормозов переднего и заднего колес —

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.

+ Автор, с которым следует вести переписку.

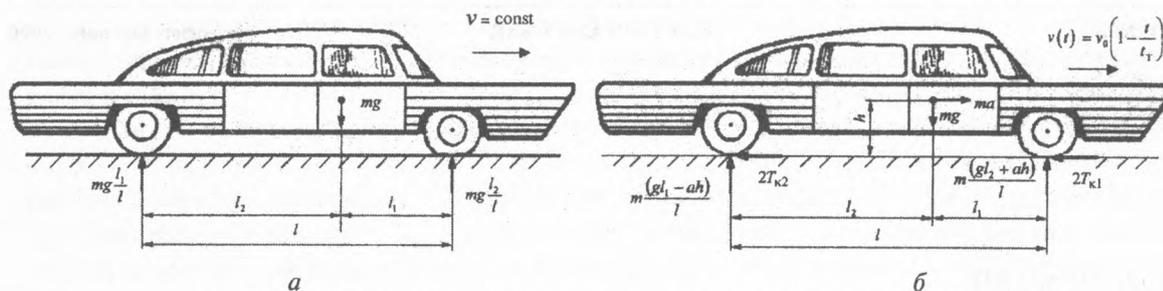


Рис. 1. Силы, действующие при движении автомобиля по горизонтальной дороге (без учета сил аэродинамического сопротивления); а — равномерное; б — при фрикционном торможении

$$T_1 = 2f_1 N_1 = 2f_1 \frac{N_1}{A_{a1n}} A_{a1n} = 2f_1 p_{a1} A_{a1}^n = 2\tau_1 A_{a1n},$$

$$T_2 = 2f_2 N_2 = 2f_2 \frac{N_2}{A_{a1z}} A_{a1z} = 2f_2 p_{a2} A_{a1z} = 2\tau_2 A_{a1z},$$

моменты сил трения в дисково-колодочных тормозах —

$$M_{\tau 1} = 2T_1 R_{cp1} = 4\tau_1 A_{a1n} R_{cp1}, \quad (4)$$

$$M_{\tau 2} = 2T_2 R_{cp2} = 4\tau_2 A_{a1z} R_{cp2}. \quad (5)$$

В барабанных тормозах эти моменты выражаются формулами

$$M_{\tau 1} = 2T_1 R = 4\tau_1 A_{a1n} R_n, \quad M_{\tau 2} = 2T_2 R = 4\tau_2 A_{a1z} R_z.$$

При полном использовании сцепления шин колес с дорогой в процессе торможения удовлетворяются условия

$$M_{к1} = M_{\tau 1}, \quad (6)$$

$$M_{к2} = M_{\tau 2}. \quad (7)$$

Поскольку $M_{к1} > M_{к2}$, тормоза передних колес должны гасить большую кинетическую энергию чем задние, что фактически учтено в конструкциях тормозов современных легковых автомобилей.

С учетом условий (6) и (7) можно записать

$$2T_{к1} + 2T_{к2} = ma \text{ или } \varphi \frac{m(gl_2 + ah)}{l} + \varphi \frac{m(gl_1 - ah)}{l} = ma,$$

откуда выражение для установившегося замедления приобретает вид

$$a = \varphi g. \quad (8)$$

Приравнивая правые части уравнений (2) и (4), (3) и (5), а также учитывая выражение (8), получим

$$\varphi R_x \frac{mg(l_2 + \varphi h)}{l} = 4\tau_1 A_{a1n} R_{cp1}, \quad (9)$$

$$\varphi R_x \frac{mg(l_1 - \varphi h)}{l} = 4\tau_2 A_{a1z} R_{cp2}. \quad (10)$$

Из условия обеспечения одинаковости тепловой нагруженности передних и задних тормозов вытекает необходимость удовлетворения равенства удельных сил трения:

$$\tau_1 = \tau_2 = \tau.$$

С учетом этого равенства уравнения (9) и (10) перепишем в виде

$$A_{a1n} R_{cp1} = \varphi R_k \frac{mg(l_2 + \varphi h)}{4\tau l}, \quad (11)$$

$$A_{a1z} R_{cp2} = \varphi R_k \frac{mg(l_1 - \varphi h)}{4\tau l}. \quad (12)$$

Поделив левые и правые части выражений (11) и (12) друг на друга, получим

$$\frac{A_{a1n} R_{cp1}}{A_{a1z} R_{cp2}} = \frac{l_2 + \varphi h}{l_1 - \varphi h}. \quad (13)$$

Если конструктивно предусмотрено, что $R_{cp1} = R_{cp2}$, то

$$A_{a1n} = A_{a1z} \frac{l_2 + \varphi h}{l_1 - \varphi h}. \quad (14)$$

Уравнения (13) и (14) позволяют выбирать конфигурацию и размеры передних и задних фрикционных накладок дисково-колодочных тормозов в зависимости от расположения центра масс автомобиля.

Если пренебречь силой аэродинамического сопротивления воздуха, то в процессе экстренного торможения кинетическая энергия движущегося автомобиля равна работе сил трения в тормозах.

При полном использовании сцепления шин колес с дорогой на горизонтальном участке пути удовлетворяется равенство

$$\frac{mv_0^2}{2} = (2T_{k1} + 2T_{k2})S_\tau = maS_\tau = m\varphi g S_\tau,$$

откуда

$$S_\tau = \frac{v_0^2}{2\varphi g}. \quad (15)$$

Формула (15) позволяет вычислять тормозной путь при условии мгновенного срабатывания тормозов.

В соответствии с ГОСТ 25478—91 [4] тормозной путь на горизонтальной поверхности определяем уравнением [1]

$$S_\tau = v_0(t_3 + 0,5t_n) + \frac{Kv_0^2}{2g\varphi},$$

откуда часть пути, на котором работает тормоз, выражается формулой

$$S_\tau = \frac{Kv_0^2}{2g\varphi}, \quad (16)$$

где $K = 1,1 \div 2,0$ — в зависимости от конструктивных параметров тормозов, массы автомобиля, технического состояния тормозных механизмов и коэффициента сцепления шин с дорогой.

Расчеты по формуле (15) дают меньшие значения тормозных путей и времен торможения по сравнению с расчетами по формуле (16).

Чем меньше время, за которое гасится кинетическая энергия, тем хуже условия для передачи теплоты трения теплопроводностью вглубь фрикционных пар, тем больше приращения температур на поверхностях трения.

При равнозамедленном движении полное время торможения $t_T = \frac{2S_T}{v_0}$.

В процессе торможения передние тормоза гасят кинетическую энергию, равную $\beta \frac{mv_0^2}{2}$, задние — $(1-\beta) \frac{mv_0^2}{2}$.

На основе анализа уравнений (2) и (3) можно записать

$$\beta = \frac{l_2 + \phi h}{l}, \quad (17)$$

$$(1-\beta) = \frac{l_1 - \phi h}{l}. \quad (18)$$

Естественно, что сумма левых и правых частей выражений (17) и (18) равна единице. Из уравнений (11) и (12) следует, что

$$\beta = \frac{A_{a1n} R_{cp1}}{A_{a1n} R_{cp1} + A_{a1z} R_{cp2}}, \quad (19)$$

$$(1-\beta) = \frac{A_{a1z} R_{cp2}}{A_{a1n} R_{cp1} + A_{a1z} R_{cp2}}. \quad (20)$$

Сумма левых и правых частей выражений (19) и (20) также равна единице.

Кинетические энергии, приходящиеся на один передний и задний тормоз легкового автомобиля

$$W_{тн} = \frac{\beta mv_0^2}{4}, \quad W_{тз} = \frac{(1-\beta)mv_0^2}{4}.$$

Каждая из фрикционных пар передних и задних тормозов поглощает кинетическую энергию

$$W_{1n} = \frac{W_{тн}}{2} = \frac{\beta mv_0^2}{8}, \quad W_{1z} = \frac{W_{тз}}{2} = \frac{(1-\beta)mv_0^2}{8}.$$

Средняя интенсивность фрикционного тепловыделения

$$q_{cpn} = \frac{W_{1n}}{A_{a1n} t_T}, \quad q_{cpz} = \frac{W_{1z}}{A_{a1z} t_T},$$

соответственно

$$q_{0n} = 2q_{cpn} = \frac{2W_{1n}}{A_{a1n} t_T} = \frac{\beta mv_0^2}{4A_{a1n} t_T}, \quad (21)$$

$$q_{0z} = 2q_{cpz} = \frac{2W_{1z}}{A_{a1z} t_T} = \frac{(1-\beta)mv_0^2}{4A_{a1z} t_T}. \quad (22)$$

Если в процессе торможения $T_1 = \text{const}$ и $T_2 = \text{const}$, то интенсивности фрикционного тепло-выделения и тепловые потоки изменяются по линейному закону [1]:

$$q_n(t) = q_{0n} \left(1 - \frac{t}{t_T}\right), \quad q_{1n}(t) = \alpha_{тн} q_{0n} \left(1 - \frac{t}{t_T}\right), \quad q_{2n}(t) = (1 - \alpha_{тн}) q_{0n} \left(1 - \frac{t}{t_T}\right),$$

$$q_z(t) = q_{0z} \left(1 - \frac{t}{t_T}\right), \quad q_{1z}(t) = \alpha_{тз} q_{0z} \left(1 - \frac{t}{t_T}\right), \quad q_{2z}(t) = (1 - \alpha_{тз}) q_{0z} \left(1 - \frac{t}{t_T}\right),$$

где

$$\alpha_{тн} = \frac{K_{взн} \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1}}{K_{взн} \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2}}, \quad (23)$$

$$\alpha_{тз} = \frac{K_{взз} \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1}}{K_{взз} \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2}}. \quad (24)$$

Средние приращения температур в передних и задних тормозах определяются формулами [1]:

$$\vartheta_{2n}(\eta_2, Fo_{2n}) - \vartheta_0 = \frac{(1 - \alpha_{тн}) K_{взн} q_{0n} h_{2n}^2}{\lambda_2} \Theta'_2(\eta_2, Fo_{2n}) - \frac{(1 - \alpha_{тн}) K_{взн} q_{0n} h_{2n}^3}{t_T \lambda_2 a_2} \Theta_2''(\eta_2, Fo_{2n}),$$

$$\vartheta_{2z}(\eta_2, Fo_{2z}) - \vartheta_0 = \frac{(1 - \alpha_{тз}) K_{взз} q_{0z} h_{2z}^2}{\lambda_2} \Theta'_2(\eta_2, Fo_{2z}) - \frac{(1 - \alpha_{тз}) K_{взз} q_{0z} h_{2z}^3}{t_T \lambda_2 a_2} \Theta_2''(\eta_2, Fo_{2z}),$$

где

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

$$\Theta_2''(\eta_2, Fo_{2n}) = \frac{Fo_{2n}^2}{2} + \frac{Fo_{2n}}{3} - Fo_{2n} \eta_2 + \frac{Fo_{2n} \eta_2^2}{2} + \frac{\eta_2^4}{24} - \frac{\eta_2^3}{6} + \frac{\eta_2^2}{6} - \frac{1}{45} - \sum_{n=1}^{\infty} A''_n \cos[\mu_n(1 - \eta_2)] \exp(-\mu_n^2 Fo_{2n})$$

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

$$\Theta_2''(\eta_2, Fo_{2z}) = \frac{Fo_{2z}^2}{2} + \frac{Fo_{2z}}{3} - Fo_{2z} \eta_2 + \frac{Fo_{2z} \eta_2^2}{2} + \frac{\eta_2^4}{24} - \frac{\eta_2^3}{6} + \frac{\eta_2^2}{6} - \frac{1}{45} - \sum_{n=1}^{\infty} A''_n \cos[\mu_n(1 - \eta_2)] \exp(-\mu_n^2 Fo_{2z})$$

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

Средние приращения температур в зоне контакта фрикционная накладка—диск находится как

$$\vartheta_{2n}(0, Fo_{2n}) - \vartheta_0 = \frac{(1 - \alpha_{тн}) K_{взн} q_{0n} h_{2n}}{\lambda_2} \Theta'_2(0, Fo_{2n}) - \frac{(1 - \alpha_{тн}) K_{взн} q_{0n} h_{2n}^3}{t_T \lambda_2 a_2} \Theta_2''(0, Fo_{2n}), \quad (25)$$

$$\vartheta_{2z}(0, Fo_{2z}) - \vartheta_0 = \frac{(1 - \alpha_{тз}) K_{взз} q_{0z} h_{2z}}{\lambda_2} \Theta'_2(0, Fo_{2z}) - \frac{(1 - \alpha_{тз}) K_{взз} q_{0z} h_{2z}^3}{t_T \lambda_2 a_2} \Theta_2''(0, Fo_{2z}). \quad (26)$$

Пример теплового расчета тормозов. Рассмотрим процесс экстренного торможения со скорости $v_0 = 120$ км/ч (33,3 м/с) автомобиля Peugeot 605, который оборудован передними дисково-

колодочными “вентилируемыми” и задними дисково-колодочными со сплошным диском тормозами.

Конфигурация и размеры фрикционных накладок переднего и заднего тормозов различны (рис. 2).

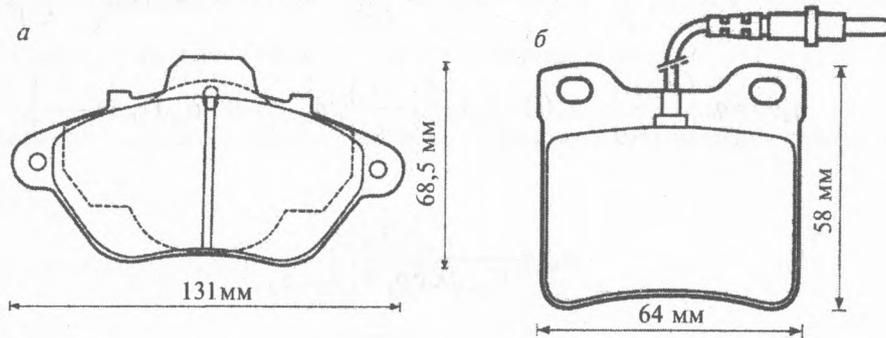


Рис. 2. Геометрия фрикционных накладок: а – переднего тормоза; б – заднего тормоза

Номинальные площади контакта переднего тормоза $A_{a1n} = 40 \text{ см}^2$, заднего тормоза — $A_{a1z} = 23 \text{ см}^2$. Фрикционные колодки приводят в действие поршни разных диаметров: передние — $d_1 = 57 \text{ мм}$, задние — $d_2 = 33 \text{ мм}$. Диаметры дисков переднего и заднего тормозов также отличаются друг от друга: передний диск — $D^* = 276 \text{ мм}$, задний — $D^* = 290 \text{ мм}$. Соответственно отличаются размеры и площади дорожек трения дисков, а также коэффициенты взаимного перекрытия:

передний — $R_{1n} = 88 \text{ мм}$, $R_{2n} = 138 \text{ мм}$, $R_{cp1} = 113 \text{ мм}$, $A_{a2n} = 355 \text{ см}^2$, $K_{взн} = A_{a1n} / A_{a2n} = 0,113 \text{ см}^2$;

задний — $R_{1z} = 105 \text{ мм}$, $R_{2z} = 145 \text{ мм}$, $R_{cp2} = 125 \text{ мм}$, $A_{a2z} = 314 \text{ см}^2$, $K_{взз} = A_{a1z} / A_{a2z} = 0,073 \text{ см}^2$;

Толщины дисков — $h_{2n} = 6 \text{ мм}$, $2h_{2z} = 10 \text{ мм}$. Полная масса автомобиля $m = 1600 \text{ кг}$, коэффициент сцепления $\varphi = 0,7$.

Теплофизические свойства трущихся пар принимаем следующими:

$$\lambda_1 = 0,42 \text{ Вт/(м·К)}, c_1 = 800 \text{ Дж/(кг·К)}, \rho_1 = 2600 \text{ кг/м}^3, a_1 = 2,0 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с},$$

$$\lambda_2 = 30 \text{ Вт/(м·К)}, c_2 = 540 \text{ Дж/(кг·К)}, \rho_2 = 7300 \text{ кг/м}^3, a_2 = 7,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Расчет ведем в следующей последовательности.

1. Вычисляем коэффициенты распределения тепловых потоков по формулам (22) и (23):

$$\alpha_{тн} = \frac{K_{взн} \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1}}{K_{взн} \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2}} = 0,0096, \quad \alpha_{тз} = \frac{K_{взз} \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1}}{K_{взз} \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2}} = 0,006.$$

2. Воспользовавшись уравнением (19), определяем коэффициент распределения кинетической энергии между тормозами передних и задних колес автомобиля:

$$\beta = \frac{A_{a1n} R_{cp1}}{A_{a1n} R_{cp1} + A_{a1z} R_{cp2}} = 0,611.$$

3. Находим тормозной путь и полное время торможения: $S_T = \frac{v_0^2}{2\varphi g} = 80,9 \text{ м}$, $t_T = \frac{2S_T}{v_0} = 4,854 \text{ с}$.

4. По формулам (21) и (22) вычисляем начальные интенсивности фрикционного тепловыделения: $q_{0n} = \frac{\beta m v_0^2}{4 A_{a1n} t_T} = 13,98 \text{ МВт/м}^2$, $q_{0z} = \frac{(1-\beta) m v_0^2}{4 A_{a1z} t_T} = 15,48 \text{ МВт/м}^2$.

5. Определяем параметры:

$$\frac{(1-\alpha_{тн})K_{взн}q_{0н}h_{2н}}{\lambda_2} = 313 \text{ К}, \frac{(1-\alpha_{тн})K_{взн}q_{0н}h_{2н}^3}{t_1\lambda_2a_2} = 305 \text{ К}, \frac{(1-\alpha_{тз})K_{взз}q_{0з}h_{2з}}{\lambda_2} = 187 \text{ К}, \frac{(1-\alpha_{тз})K_{взз}q_{0з}h_{2з}^3}{t_1\lambda_2a_2} = 127 \text{ К}.$$

6. Уравнения (25) и (26) переписываем в виде

$$\vartheta_{2н}(0, Fo_{2н}) - \vartheta_0 = 313 \cdot \Theta'_2(0, Fo_{2н}) - 305 \cdot \Theta''_2(0, Fo_{2н}), \quad \vartheta_{2з}(0, Fo_{2з}) - \vartheta_0 = 187 \cdot \Theta'_2(0, Fo_{2з}) - 127 \cdot \Theta''_2(0, Fo_{2з}).$$

Результаты расчетов сводим в таблицу, из которой видно, что тепловая нагруженность переднего и заднего тормоза автомобиля Peugeot 605 неодинакова.

Расчетные данные

$t, \text{с}$	$Fo_{2н}$	$Fo_{2з}$	$\Theta'_2(0, Fo_{2н})$	$\Theta''_2(0, Fo_{2н})$	$\Theta'_2(0, Fo_{2з})$	$\Theta''_2(0, Fo_{2з})$	$\vartheta_{2н}(0, Fo_{2н}) - \vartheta_0,$ К	$\vartheta_{2з}(0, Fo_{2з}) - \vartheta_0,$ К
1	0,211	0,304	0,519	0,073	0,617	0,126	140	102
2	0,422	0,608	0,752	0,208	0,941	0,365	172	130
3	0,633	0,912	0,966	0,389	1,245	0,698	183	145
4	0,844	1,216	1,178	0,616	1,549	1,122	180	148
4,854	1,025	1,476	1,358	0,844	1,809	1,558	167	141

Средние приращения температур поверхностей трения переднего тормоза приблизительно в 1,25 раза превышают средние приращения температур в зоне контакта фрикционная накладка—диск задних тормозов. Это обусловлено тем, что $\tau_1 > \tau_2$. Найдем численное значение отношения τ_1/τ_2 . Удельные силы трения определяются как

$$\tau_1 = f_1 p_{a1} v_1 = f_1 p_{a1} \omega R_{cp1}, \quad \tau_2 = f_2 p_{a2} v_2 = f_2 p_{a2} \omega R_{cp2}.$$

Если материал фрикционных накладок передних и задних тормозов одинаков, то $f_1 = f_2 = f$.

Давление на номинальную площадь контакта фрикционных пар в тормозах соответственно находим по формулам

$$p_{a1} = p \frac{\pi d_1^2}{4 A_{a1}^n} = 0,64 p, \quad p_{a2} = p \frac{\pi d_2^2}{4 A_{a1}^z} = 0,37 p.$$

Затем находим произведения

$$p_{a1} R_{cp1} = 0,072 p, \quad p_{a2} R_{cp2} = 0,046 p.$$

Тогда отношение удельных сил трения $\tau_1/\tau_2 = 1,56$.

Рациональным выбором диаметров поршней d_1, d_2 и дисков D_n, D_z , а также площадей колодок $A_{a1н}$ и $A_{a1з}$ можно обеспечить одинаковость тепловой нагруженности переднего и заднего тормозов легкового автомобиля.

Заключение. Выведены формулы для расчета кинетических энергий, приходящихся на передние и задние тормоза легковых автомобилей в процессе торможения.

Показано, что одинаковость тепловой нагруженности переднего и заднего тормозов можно обеспечить конструктивно рациональным выбором геометрических характеристик тормозов и фрикционных накладок, а также диаметров поршней, приводящих тормоза в действие.

Приведен пример теплового расчета тормоза.

Обозначения

t — текущее время торможения; t_1 — полное время торможения; $\vartheta_{2н}, \vartheta_{2з}$ — температуры в дисках (барабанах) передних и задних колес; ϑ_0 — начальная температура; $h_{2н}, h_{2з}$ — полутолщина сплошного, толщина “вентилируемого” диска (барабана) передних и задних колес; $z_{1,2}$ — координаты по

осям, перпендикулярным к поверхности трения и направленным в колодку и диск (барабан); A_{a1n}, A_{a1z} — номинальные площади контакта фрикционных накладок передних и задних колес; A_{a2n}, A_{a2z} — площади дорожек трения передних и задних колес; $K_{взн}, K_{взз}$ — коэффициенты взаимного перекрытия в передних и задних тормозах; $\alpha_{тн}, \alpha_{тз}$ — коэффициенты распределения тепловых потоков в передних и задних тормозах; β — коэффициент распределения кинетических энергий; m — полная масса автомобиля; a — ускорение торможения; g — ускорение свободного падения; h — координата центра тяжести машины относительно дороги; l — база автомобиля; l_1 — расстояние от оси передних колес до центра тяжести; l_2 — расстояние от оси задних колес до центра тяжести; $T_{к1}, T_{к2}$ — силы трения качения в зоне контакта переднего и заднего колес с дорогой; $M_{к1}, M_{к2}$ — моменты сил трения качения передних и задних колес; $M_{Т1}, M_{Т2}$ — моменты сил трения в передних и задних тормозах; N_1, N_2 — нормальная нагрузка в переднем и заднем колесах; p_{a1}, p_{a2} — удельные давления на номинальную площадь контакта; R_k — радиус колеса; $R_{ср1}, R_{ср2}$ — средние радиусы дорожек трения передних и задних дисково-колодочных тормозов; R — радиус дорожки трения барабана; τ_1, τ_2 — удельные силы трения передних и задних колес; T_1, T_2 — силы трения в зоне фрикционного контакта накладка—диск (барабан); f_1, f_2 — коэффициенты трения скольжения фрикционных пар тормозов переднего и заднего колес; v_0 — начальная скорость; K — коэффициент эксплуатационного состояния тормозов; φ — коэффициент сцепления; S_T — тормозной путь; W_T^n, W_T^z — кинетические энергии, поглощаемые передним и задним тормозами; W_{1n}, W_{1z} — кинетические энергии, приходящиеся на одну фрикционную пару переднего и заднего тормозов; q_{0n}, q_{0z} — начальные интенсивности фрикционного тепловыделения переднего и заднего тормозов; $q_{срн}, q_{срз}$ — средние интенсивности фрикционного тепловыделения переднего и заднего тормозов; q_n, q_z — тепловые потоки в переднем и заднем тормозах; $q_{1,2n}, q_{1,2z}$ — тепловые потоки в накладку и диск (барабан); $\lambda_{1,2}, c_{1,2}, \rho_{1,2}, a_{1,2}$ — теплопроводность, теплоемкость, плотность, температуропроводность накладки и диска; η — безразмерная координата; Fo_{2n}, Fo_{2z} — числа Фурье для передних и задних тормозов.

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. Тепловой расчет тормозов легковых автомобилей // Трение и износ, **20** (1999), № 3, 270—281
3. Балакин В. А., Сергиенко В. П., Родзевич П. Е. Сравнительный анализ дисково-колодочных тормозов легковых автомобилей // Трение и износ, **21** (2000), № 4, 408—413
4. ГОСТ 25478—91. Автотракторные средства. Требования к техническому состоянию по условиям безопасности движения. Методы проверки. М.: Изд-во стандартов (1991)

Поступила в редакцию 14.06.2000.

Balakin V.A., Serguenco V.P., and Rodzevich P.E. Heat burden on brakes with the account of the inertia forces.

It is shown how to design the brakes of passenger cars with the account of redistribution of normal loads on the front and rear axles in response to the moment of inertia forces in braking.