

ТЕПЛОВАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ ТОРМОЗОВ АВТОБУСОВ

П.Е. Родзевич

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

Научный руководитель Балакин В.А.

В настоящее время большинство современных автобусов оборудуются тормозами барабанного типа (МАЗ, ЛАЗ, ПАЗ, IKARUS, Mercedes Benz). Однако наблюдается тенденция перехода от барабанных тормозов к дисковым (Mercedes Benz O350 RHD/SHD). Для сравнительной оценки тормозов автобусов принимаем к расчету наиболее распространенные марки, на которых установлены тормоза барабанного типа.

При сравнительной оценке будем считать, что кинетическая энергия движущегося автомобиля в режиме экстренного торможения распределяется с учетом распределения полной нагрузки на каждую ось.

Оценку тормозов проводим по величине средних приращений температур, возникающих на поверхности трения фрикционная накладка – барабан. Тепловую задачу рассматриваем как одномерную, без учета теплоотдачи в окружающую среду.

Расчеты будем вести для случая торможения автобуса полной массы с максимально разрешенной скорости движения на горизонтальной поверхности сухой асфальтовой дороги ($\varphi = 0,7$).

Считаем, что фрикционные накладки изготовлены из одних и тех же материалов. Они обладают следующими теплофизическими свойствами:

$$\lambda_1 = 0,42 \text{ Вт/мК}; c_1 = 800 \text{ Дж/кгК}; \rho_1 = 2600 \text{ кг/м}^3; a_1 = 2,0 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Теплофизические свойства барабанов:

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

Кинетические энергии, приходящиеся на один тормоз переднего и заднего колес, соответственно, определяются выражениями:

$$W_T^n = \frac{k_1 m_n v_0^2}{4};$$

$$W_T^z = \frac{k_2 m_n v_0^2}{4},$$

где k_1, k_2 – коэффициенты распределения нагрузки по осям передних и задних колес, соответственно. Для автобусов в среднем $k_1 = 0,375$; $k_2 = 0,625$.

Из вышеизложенных формул видно, что задние колеса должны гасить большую кинетическую энергию по сравнению с передними, следовательно, задние тормоза будут воспринимать большие приращения температур и будут более теплонагруженными.

Приращения температур в барабане с учетом теплоотдачи в окружающую среду равны:

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

где ϑ_2 – температура барабана; ϑ_0 – начальная температура; α_T – коэффициент распределения тепловых потоков

$$\alpha_T = \frac{K_{B3} \cdot \sqrt{\lambda_1 \cdot c_1 \cdot \rho_1}}{K_{B3} \cdot \sqrt{\lambda_1 \cdot c_1 \cdot \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 \cdot c_2 \cdot \rho_2}},$$

где $K_{B3} = \frac{A_{a1}}{A_{a2}}$ – коэффициент взаимного перекрытия трущихся пар; A_{a1}, A_{a2} – площадь накладки и дорожки трения, соответственно; q_0 – начальная интенсивность фрикционного тепловыделения

$$q_0 = \frac{k_2 m_{\Pi} v_0^3}{8 A_{a1} S_T},$$

где m_{Π} – полная масса автобуса; v_0 – начальная скорость торможения; t_T – полное время торможения; S_T – тормозной путь;

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

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

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

Данные о значениях полных масс автобусов разных марок, геометрических характеристиках тормозов, а также о максимальных приращениях средних температур поверхностей трения за текущее время торможения t приведены в таблице.

Сравнительная характеристика тормозов автобусов

Марка автобуса	m_n , кг	D_2 , мм	A_{a1} , см ²	A_{a2} , см ²	K_{B3}	α_T	$[\vartheta_2(0, t) - \vartheta_0]_{\max}$, К
IKARUS 260	15500	420	600	2375	0,505	0,042	323
IKARUS 263	17940	420	600	2375	0,505	0,042	362
IKARUS 365	15550	420	600	2375	0,505	0,042	314
MERCEDES BENZ 302C	17500	410	770	2834	0,543	0,045	296
TAM 260A 119T	16000	410	560	2061	0,466	0,045	371

Из данных, приведенных в таблице, видно, что наибольшие приращения температур в зоне контакта – фрикционная колодка – барабан – наблюдаются в тормозах

автобуса TAM 260A 119T (Югославия). Это объясняется меньшим диаметром барабана и малой площадью фрикционной колодки.

Минимальные значения приращений температур наблюдаются в тормозе автобуса MERCEDES BENZ 302С. Здесь этот эффект достигается за счет оптимального подбора геометрических параметров тормоза.

Проведен тепловой расчет тормозов автобусов различных марок в режиме их экстренного торможения на сухой асфальтовой дороге. Анализ результатов расчетов показал, что средние приращения температур близки к критическим, особенно в тормозе автобуса TAM 260A 119T (Югославия). При повышении температуры, например, в условиях движения по горной дороге может произойти деструкция (разрушение) связующего во фрикционной накладке и выход из строя тормоза в целом.

Л и т е р а т у р а

1. Балакин В.А., Сергиенко В.П. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения. – Гомель, ИММС НАН Республики Беларусь, 1999.
2. Балакин В.А., Сергиенко В.П., Родзевич П.Е., Лысенко Ю.В. Сравнительный анализ тормозов грузовых автомобилей //Трение и износ. – 22 (2001). – № 2. – С. 123-127.
3. Балакин В.А., Сергиенко В.П., Родзевич П.Е. Тепловая нагруженность тормозов с учетом сил инерции //Трение и износ. – 2000. – Т. 21. – № 6.
4. Родзевич П.Е. Тепловая нагруженность “вентилируемого” тормоза автомобиля с учетом теплоотдачи в окружающую среду //Сборник материалов международной межвузовской научно-технической конференции студентов, аспирантов и магистрантов. – Гомель, ГГТУ им. П.О. Сухого, 2001. – С. 17-19.

ОБОСНОВАНИЕ И ПОИСК АНАЛОГОВ МЕХАНИЗМОВ ВЫВЕШИВАНИЯ, КОПИРУЮЩИХ РЕЛЬЕФ В ПРОДОЛЬНОЙ И ПОПЕРЕЧНОЙ ПЛОСКОСТЯХ

В.А. Кожедуб

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

Научный руководитель Попов В.Б.

Качество работы адаптеров уборочных машин во многом определяется величиной потерь урожая и воздействием их на почву. Примером таких объектов могут служить агрегатируемые с энергосредствами (тракторы, универсальные энергосредства) жатки и косилки, применяемые при уборке зерновых культур, при кормозаготовках.

Основное влияние на качество работы оказывают: массово-геометрические характеристики объекта, непосредственно характеристики механизма вывешивания и пружинного блока. На качество работы косилок влияют главным образом характеристики механизма вывешивания адаптера (МВА).

При наличии адекватной математической модели (ММ) обеспечивается выбор рациональных параметров. Это позволяет так же создавать новые конструктивные решения.

Исходя из геометрической модели возможно двумерное и трехмерное представление. Трехмерное моделирование весьма громоздко и сложно. А учитывая отсутствие конкуренции на внутренних рынках бывшего СССР в основном применялось более простое двумерное моделирование, обеспечивающее приемлемые результаты. Теперь же при переходе к рыночной экономике требуется создание техники конкурентоспособной не только на внутреннем рынке бывшего Союза, но и за рубежом. А это