

УДК 629

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ
СЕДЕЛЬНОГО АВТОПОЕЗДА НА ОСНОВЕ
МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Е. А. ГЛЕКОВ

Научный руководитель Ю. С. РОМАНОВИЧ
БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Тормозная система является одной из важнейших систем управления автомобилем, и непосредственным образом влияет на безопасность дорожного движения. Наличие надежных тормозных систем позволяет увеличить среднюю скорость движения автомобиля, и, следовательно, – его производительность.

На современном этапе развития науки большое внимание уделяется математическому моделированию, оно позволяет значительно сократить временные и материальные затраты.

Применительно к тормозным системам моделирование может быть направлено на совершенствование и разработку новых методов торможения с использованием подвески, трансмиссии и т. д. для улучшения безопасности автомобиля и его функциональных свойств.

Математическое моделирование позволяет определить количественные значения воздействий на детали тормозного механизма при торможении. Полученные в ходе моделирования данные способствуют оптимизации конструкции компонентов тормозных систем.

Распространенным дефектом тормозной системы является нарушение геометрии тормозных дисков, ввиду интенсивного изнашивания и коробления рабочих поверхностей из-за их циклического нагрева-охлаждения. Это приводит к снижению эффективности торможения и, как следствие, повышению вероятности ДТП. Поэтому при проектировании большое внимание уделяется определению тепловых нагрузок на основные элементы тормозных механизмов.

Моделирование процесса торможения седельного автопоезда проводится с целью определения тепловой нагруженности элементов тормозного механизма и определения показателей эффективности тормозной системы.

В качестве критериев оценки совершенства конструкции тормозных механизмов были выбраны:

- тормозной путь автопоезда s_T ;
- установившееся значение замедления $|a_{T,уст}|$;
- максимальная температура нагрева поверхности тормозного диска при торможении $T_{д,мах}$.

Изменяемыми параметрами будут толщина диска S_d и, при необходимости, площадь тормозной накладки $A_{\text{накл}}$.

При моделировании необходимо соблюдать ряд ограничений на управляемые параметры. В данном случае такими ограничениями будут:

- толщина диска не должна превышать 50 мм;
- усилие прижатия тормозной накладки к диску $F_z \leq 150$ кН.

Для объективного анализа нагруженности тормозных механизмов, рассмотрим случай, когда все колеса автопоезда будут находиться на грани блокировки. Коэффициент сцепления ведущих колес с опорной поверхностью дороги был принят $\phi_x = 0,8$.

Тормозной механизм является устройством, которое превращает кинетическую энергию движения автомобиля в тепловую энергию, которая рассеивается в окружающую среду. От количества тепла, выделяемого при торможении, и эффективности его рассеивания зависит срок службы тормозных механизмов. Срок службы тормозного механизма определяется износом накладок, который косвенно характеризуется удельной работой трения.

Удельная работа трения, при торможении автопоезда полной массой m_a определяется по формуле

$$W_{\text{уд}} = \frac{m_a v_{\text{max}}^2}{2A_{\Sigma}} \leq [W_{\text{уд}}], \quad (1)$$

где v_{max} – максимальная скорость автопоезда, м/с; A_{Σ} – суммарная площадь тормозных накладок, м².

Число тормозных накладок, для проектируемого 5-осного автопоезда, равняется двадцати, максимальная скорость автопоезда $v_{\text{max}} = 25$ м/с.

Минимально допустимая площадь тормозной накладки, исходя из максимально допустимого удельного давления, $A_{\text{накл}} = 0,022$ м².

Допустимая работа удельная работа трения $[W_{\text{уд}}] = 30$ МДж/м².

Подставляя приведенные выше значения в формулу (1), получаем

$$W_{\text{уд}} = \frac{40000 \cdot 25^2}{2 \cdot 20 \cdot 0,022} = 28,4 \text{ МДж/м}^2.$$

Как видно, полученное значение удельной работы трения не превышает допустимого значения.

Для моделирования процесса торможения и оценки телонапряженного состояния диска тормозного механизма воспользуемся системой уравнений из теории движения автомобиля, которая для автопоезда имеет вид

$$\begin{cases} \frac{dv_{\text{т}}}{dt} = a_{\text{т}} = -\frac{M_{\text{к.т.т}} / r_{\text{к0}} + m_{\text{т}} g \psi + F_{\text{ин}}}{m_{\text{т}}}; \\ \frac{dv_{\text{ин}}}{dt} = a_{\text{ин}} = -\frac{M_{\text{к.т.ин}} / r_{\text{к0}} + m_{\text{ин}} g \psi - F_{\text{ин}}}{m_{\text{ин}}}, \end{cases} \quad (2)$$

где $M_{к.т.т}$ и $M_{к.т.пп}$ – соответственно тормозной момент всех колес тягача и полуприцепа, Н·м; $r_{к0}$ – статический радиус качения колеса, м; Ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления; $F_{пп}$ – усилие в сцепном устройстве, Н.

Система уравнений (2) была решена в среде MATLAB с использованием стандартной библиотеки Simulink.

Тепловой анализ проводился с допущением, что диск постоянно нагревается по всей окружности и не успевает остывать, проходя зону контакта с накладкой. Также моделирование теплонапряженности осуществлялось для половины толщины диска, т. к. он является симметричным относительно действующего теплового потока.

По результатам моделирования максимальная температура на его поверхности составила $570\text{ }^{\circ}\text{C}$, что меньше допустимого значения $[T_{д.маx}] = 600\text{ }^{\circ}\text{C}$. Распределение температуры по слоям диска приведено на рис. 1.

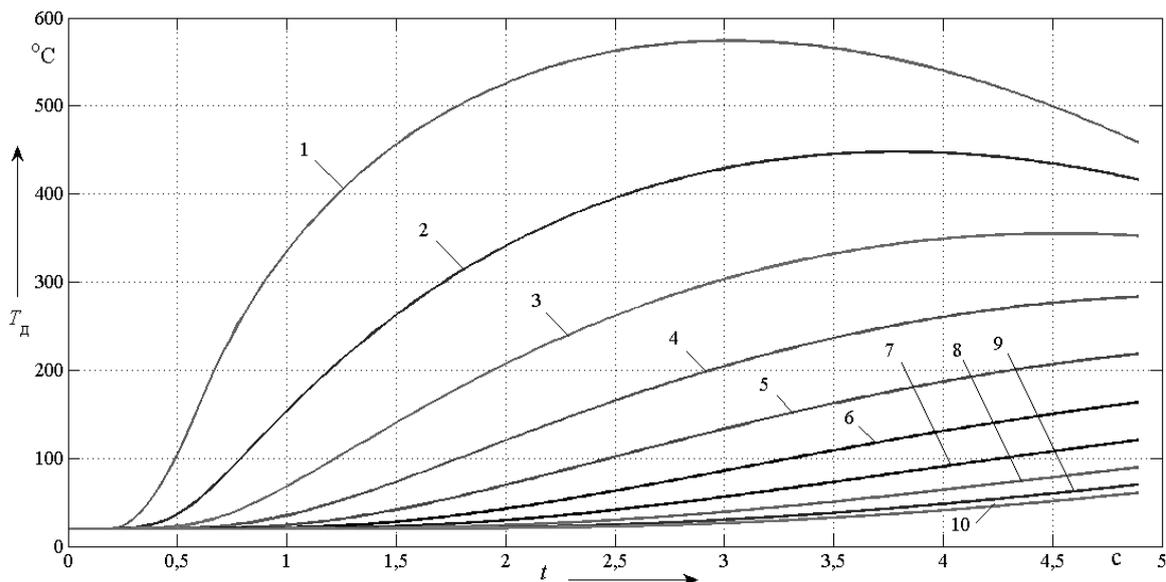


Рис. 1. Распределение температуры по глубине тормозного диска

В результате моделирования получены значения показателей качества тормозной системы: установившееся замедление $|a_{т.уст}| = 5,7\text{ м/с}^2$ и тормозной путь $s_t = 30,7\text{ м}$. По результатам моделирования можно сделать вывод о том, что, тормозной диск способен выдержать тепловые нагрузки, возникающие при торможении. Полученные значения критериев эффективности тормозной системы (тормозного пути s_t и установившегося замедления $|a_{т.уст}|$) соответствуют нормативным.