

УДК 629.113-592.004.58

**МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЧИСЛЕННОГО ЗНАЧЕНИЯ РАБОТЫ ТРЕНИЯ
КАК ИНТЕГРАЛЬНОГО ПОКАЗАТЕЛЯ
ПРИ БОРТОВОМ ДИАГНОСТИРОВАНИИ
СТЕПЕНИ ИЗНОСА ТОРМОЗНЫХ НАКЛАДОК**

Докт. техн. наук, доц. КАРПИЕВИЧ Ю. Д.

Белорусский национальный технический университет

Автором разработан метод бортового диагностирования степени износа тормозных накладок, отличающийся от традиционных, которые основаны на непосредственном измере-

нии толщины накладок. При этом предполагается, что износ тормозных накладок зависит линейно от работы трения.

С помощью данного метода [1] определяют работу трения тормозных накладок путем интегрирования произведения значений информационных сигналов от первичных преобразователей тормозного момента на соответствующие им значения информационных сигналов от первичных преобразователей угловой скорости колес по времени. Полученное значение работы трения тормозных накладок для данного тормозного механизма после каждого торможения прибавляется к сумме предыдущих торможений. Общая сумма работы трения делится на заданное значение работы трения тормозных накладок, соответствующее предельно допустимому износу тормозных накладок, и тем самым определяется степень износа.

В технической характеристике тормозных накладок отсутствует такой параметр, как численное значение работы трения, соответствующее их предельно допустимому износу. Поэтому его можно определить для тормозных механизмов передней и задней осей экспериментально в дорожных условиях на примере двухосного автомобиля семейства МАЗ в процессе его эксплуатации путем служебных торможений и интегрирования произведения значений информационных сигналов от первичного преобразователя тормозного момента на соответствующие значения информационных сигналов от первичного преобразователя угловой скорости колес по времени.

Полученное значение работы трения тормозных накладок для данного тормозного механизма после каждого торможения прибавляется к сумме предыдущих торможений. В результате определяем численное значение работы трения, соответствующее предельно допустимому износу тормозных накладок для тормозных механизмов передней и задней осей.

Применительно к тормозным механизмам МАЗ предельно допустимый износ тормозных накладок наступает, когда значение их линейного износа (по толщине накладки) достигает 10 мм.

Математически это запишется следующим образом:

- для тормозного механизма передней оси:

$$L_0 = \int_0^t M_{т1} \omega_{\delta 1} dt; \quad (1)$$

$$L_{0o} = \sum_{\rho=1}^n L_{0\rho}; \quad (2)$$

- для тормозного механизма задней оси:

$$L_k = \int_0^t M_{т2} \omega_{\delta 2} dt; \quad (3)$$

$$L_{0к} = \sum_{\rho=1}^n L_{к\rho}; \quad (4)$$

где L_0 , L_k – текущие значения работ трения тормозных накладок соответственно тормозного механизма передней оси и тормозного механизма задней оси; $\omega_{\delta 1}$, $\omega_{\delta 2}$ – то же угловых скоростей соответственно колес передней и задней осей; L_{0o} , $L_{0к}$ – значения работ трения, соответствующие предельно допустимому износу тормозных накладок соответственно тормозных механизмов передней и задней осей; $\rho = 1, 2, \dots, n$; n – количество торможений; t – время трения тормозных накладок.

Учитывая тот факт, что автомобиль оборудован антиблокировочной системой (АБС) тормозов, получение необходимой информации для определения численных значений работы трения, соответствующих предельно допустимому износу тормозных накладок, может производиться при помощи датчиков тормозного момента и угловой скорости колес, а ее обработка – бортовым компьютером. На реальном автомобиле тормозной момент может определяться с помощью штатных датчиков давления, установленных в тормозных камерах или на выходе электропневматических модуляторов тормозного давления.

С целью определения зависимости тормозного момента от давления в тормозных камерах сделаем некоторые расчеты. Из аналитического силового расчета тормозных механизмов автомобилей МАЗ находим зависимость тормозного момента M_t на колесе от усилия Q на штоке тормозной камеры, прилагаемого к рычагу разжимного кулака тормоза [1]:

$$M_t = Q\mu \frac{2L}{d_k} \frac{h_1 + h_2}{2A} = \\ = Q \cdot 0,37 \frac{2 \cdot 0,15}{0,028} \frac{0,295 + 0,299}{2 \cdot 0,697} = 1,7Q, \quad (5)$$

где A – характеристический коэффициент тормозного механизма; L – длина рычага разжимного кулака; d_k – условный диаметр кулака; μ – коэффициент трения между фрикционной накладкой и тормозным барабаном; h_1, h_2 – плечи действия силы со стороны разжимного кулака на колодку.

Входящий в (5) коэффициент A определяют по формуле [2]

$$A = \frac{l}{r_6} \frac{\sin 2\alpha_0 - \sin 2(\alpha_0 + \beta_0) + 2\beta_0}{4[\cos \alpha_0 - \cos(\alpha_0 + \beta_0)]} =$$

$$= \frac{168}{210} \frac{\sin 58^\circ - \sin 278^\circ + 2\left(\frac{11}{18}\pi\right)}{4[\cos 29^\circ - \cos 139^\circ]} =$$

$$= \frac{168}{210} \frac{0,848 + 0,9903 + 3,84}{4 \cdot (0,8746 + 0,7547)} =$$

$$= \frac{168}{210} \frac{5,6783}{4 \cdot 1,6293} = \frac{5,6783}{8,1465} = 0,697,$$
(6)

где r_6 – радиус тормозного барабана; l – расстояние от центра тормозного барабана до центра опорной оси колодки; α_0 – угловая координата начала фрикционной накладки; β_0 – угол охвата фрикционной накладки.

Тормозные механизмы передней и задней осей двухосного автомобиля МАЗ конструктивно отличаются шириной накладок и комплектуются тормозными камерами типов 24 и 30 соответственно.

Силовые характеристики тормозных камер выражаются следующей зависимостью [2]:

$$\left. \begin{aligned} Q &= 146,67p - 35 \quad (\text{тип } 24); \\ Q &= 193,33p - 30 \quad (\text{тип } 30). \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Подставив значения Q из (7) в (5), получим зависимость тормозного момента на тормозных механизмах передней оси M_{T1} и на тормозных механизмах задней оси M_{T2} от давления сжатого воздуха p в тормозных камерах:

$$\left. \begin{aligned} M_{T1} &= 1,7Q = 1,7(146,67p - 35) = \\ &= 249,34p - 59,5 \quad (\text{тип } 24); \\ M_{T2} &= 1,7Q = 1,7(193,33p - 30) = \\ &= 328,66p - 51 \quad (\text{тип } 30). \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Численное значение работы трения, соответствующее предельно допустимому износу тормозных накладок шифра LU 102M производства фирмы Lomag по результатам выполнения НИР в испытательном центре УГК ОАО «МАЗ», составило 25652382 кДж.

ВЫВОД

Использование работы трения как интегрального показателя при определении степени износа тормозных накладок позволяет оперативно, в любой период эксплуатации автомобиля определить остаточный ресурс накладок каждого колеса, а также прогнозировать время их замены.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Способ** прогнозирования износа тормозных накладок каждого колеса транспортных или тяговых машин и устройство для его осуществления / О. А. Маханьков [и др.]. – Положительное решение на выдачу патента Рос. Федерации по заявке № 5015522/11 (062183) от 06.04.93.
2. **Грузовые** автомобили / М. С. Высоцкий [и др.]. – М.: Машиностроение, 1979. – 384 с.

Поступила 06.10.2009