

УДК 62.597.7

**З. Ж. Тулеугалиева**, магистрант,**Ю. Н. Ефремов**, кандидат технических наук, доцент

Западно-Казахстанский аграрно-технический университет им. Жангир хана, г. Уральск, РК

## КОНТРОЛИРУЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

### Аннотация

Повышение надежности тормозных механизмов грузовых автомобилей возможно только при своевременном и объективном контроле технологических параметров в процессе эксплуатации. В настоящей статье приводятся контролируемые параметры тормозной системы грузового автомобиля и анализ процесса изнашивания тормозных накладок.

**Ключевые слова:** эксплуатационная надежность автомобиля, тормозная система, контролируемые параметры, износ тормозных накладок

Техническое состояние автомобиля определяется не только качеством его конструкции и изготовления, но и дорожными, транспортными, климатическими условиями, а также соблюдением правил эксплуатации и обслуживания. В зависимости от изменения условий и начальных показателей автомобиля его работоспособность и пробег до предельного состояния варьируются в широких пределах. Поэтому повышение эксплуатационной надежности автомобилей, снижение затрат на техническое обслуживание и ремонт, обеспечение безопасности дорожного движения возможно только при своевременном и объективном определении технического состояния различных узлов, агрегатов и систем автомобиля путем их контроля в процессе эксплуатации.

В процессе контроля работоспособности автомобиля определяют параметры, по которым судят о структурных изменениях, отражающих техническое состояние механизма. Таким образом, регулярный контроль позволяет своевременно выявлять неисправности и предупредить внезапные отказы, сокращая потери от простоев автомобиля при устранении непредвиденных поломок. При этом необходимо знать взаимосвязь структурных и контролируемых параметров.

Статистический анализ показателей надежности и затрат на устранение отказов и неисправностей тормозной системы позволяет сделать вывод о ее недостаточной надежности в эксплуатации. Так, доля отказов, приходящихся на тормозную систему, составляет 16,7% от числа отказов по техническим причинам, что приводит к значительному расходу как запасных частей, так и трудовых ресурсов. При этом доля возвратов с линии по причине отказа тормозной системы от общего числа ранних возвратов достигает 16%. Трудоемкость текущего ремонта тормозной системы от общей трудоемкости ремонта по автомобилю составляет 20%.

По данным Е.С.Кузнецова [1], отказы тормозных систем автомобилей распределены следующим образом (таблица 1).

Таблица 1 – Распределение отказов тормозных систем автомобилей по агрегатам и механизмам

Наименование	Количество отказов, % автомобилей КамАЗ
1. Тормозные механизмы (барабаны, накладки, регулировочные рычаги и др.)	27,2 – 33,5
2. Пневматический тормозной привод, в том числе:	48,3 – 51,4
- воздухопроводы,	22,8 – 32,6
- тормозной кран,	2,2 – 17,4
- тормозные камеры,	7,6 – 12,1
- регулятор давления	1,4 – 3,3
3. Компрессор	11,1 – 19,5
4. Натяжное устройство привода компрессора	1,1 – 4,0
5. Воздушные баллоны	1,1 – 5,1

Автомобили КамАЗ оборудованы четырьмя автономными тормозными системами: рабочей, запасной, стояночной и вспомогательной. Хотя эти системы имеют общие элементы, работают они независимо и обеспечивают высокую эффективность торможения в любых условиях эксплуатации.

Рабочая тормозная система предназначена для уменьшения скорости движения автомобиля или полной его остановки. Тормозные механизмы рабочей тормозной системы установлены на всех шести колесах автомобиля. Привод рабочей тормозной системы - пневматический двухконтурный, он приводит в действие отдельно тормозные механизмы передней оси и задней тележки автомобиля. Управляется привод ножной педалью, механически связанной с тормозным краном. Исполнительными органами привода рабочей тормозной системы являются тормозные камеры.

Таким образом, в автомобилях КамАЗ тормозные механизмы состоят из механической и пневматической части и являются общими для рабочей, запасной и стояночной тормозных систем, а две последние имеют, кроме того, и общий пневматический привод.

В таблице 2 приведены основные контролируемые параметры механической части тормозных систем автомобилей КамАЗ.

К контролируемым параметрам механической части тормозных механизмов автомобилей КамАЗ относятся следующие:

- полный ход педали должен быть не менее 100...140 мм;
- свободный ход педали должен быть не менее 20...40 мм, за окончание свободного хода принимать момент начала выдвигания штоков тормозных камер или момент загорания фонарей сигнала торможения;
- при полном нажатии педаль не должна доходить до пола на 10...30 мм. При необходимости отрегулировать ход педали, изменяя длину тяги регулировочной вилкой;
- при полном ходе педали ход рычага тормозного крана должен составлять 31,1...39,1 мм;
- расстояние от поверхности тормозных накладок до головок заклепок должно быть не менее 0,5 мм.

Таблица 2 – Основные контролируемые параметры механической части тормозных систем автомобилей КамАЗ

Модель автомобиля	5320 5410	53212 53213 54112	53215 54115	55111 53229	65115
Длина регулировочного рычага, мм:					
- передней оси	125				150
- задней оси	125				150
Ход штоков тормозных камер, мм:					
- передней оси	20-30				25-35
- задней тележки	20-30				25-35
Диаметр барабана, мм			400		
Ширина накладок, мм			140		
Суммарная площадь накладок, мм <sup>2</sup>			6300		
Длина рычага регулятора тормозных сил, мм	110		90		нет регулят.
Статический прогиб задней подвески, мм	40		35		

Проверка работоспособности пневматического привода тормозной системы заключается в определении выходных параметров давления воздуха по контурам с помощью контрольных манометров и штатных приборов в кабине водителя. В качестве контрольных технологических манометров используются манометры с пределом измерений 0...1000 кПа.

Основные контролируемые параметры пневматической части тормозных систем автомобилей КамАЗ представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Основные контролируемые параметры пневматической части тормозных систем автомобилей КамАЗ

Контролируемый параметр	Величина контрольная
Погрешность показаний штатного манометра, кПа (%)	24,5
Время наполнения привода воздухом от компрессора при работающем прогревом двигателе с частотой вращения коленчатого вала 2000 мин <sup>-1</sup> , мин	8
Давление выключения (включения) сигнализаторов, кПа	441,3 - 539,4
Давление выключения регулятора давления, МПа	0,82...0,78
Давление включения регулятора давления, МПа	0,71. ..0,65
Падение давления в приводе за 15 мин от номинального, кПа: - при выключенных органах управления - при включенном органе управления	49.0 49.0
Падение давления в ресиверах при одном торможении, кПа	49,0
Давление в соединительных головках, кПа - автомобиль расторможен: - питающей магистрали - управляющей магистрали - при торможении рабочей тормозной системой: - питающей магистрали - управляющей магистрали - при торможении стояночной тормозной системой: - питающей магистрали - управляющей магистрали	637.5 - 735,5 0 470,7-519,8 637.5 - 735,5 637.5 - 735,5 0 637.5 - 735,5 637.5 - 735,5 0
Опережение давления в управляющей магистрали по отношению к давлению на выходе тормозного крана, кПа	58,8

Критерием оценки эффективности тормозной системы является удельная тормозная сила Q, представляющая собой отношение суммарной тормозной силы всех колес к весу автомобиля:

$$Q = ST/P,$$

где: ST - суммарная тормозная сила всех колес автомобиля;

P - вес автомобиля.

Удельная тормозная сила должна быть не менее 5,49 (0,56) - при проверке рабочих тормозных механизмов; 2,75 (0,28) - при проверке запасной тормозной системы.

Элементом, в котором происходит наиболее интенсивное изменение параметров технического состояния тормозной системы, является тормозной механизм, и, в особенности, фрикционные накладки, от износа которых в значительной степени зависит тормозная эффективность автотранспортного средства. Существующие методы и средства диагностирования тормозных систем не позволяют определить износ накладок, а оценивают тормозную эффективность автомобиля в целом.

Вследствие особо тяжелых условий эксплуатации, пара «тормозной барабан – фрикционная накладка» является одной из наиболее ограниченных по ресурсу автомобильных пар трения, что вызвано в первую очередь высокими контактными давлениями в паре и интенсивным фрикционным разогревом при сухом абразивном трении. Этим обуславливается актуальность работ [2,3,4], направленных на выявление качественных и количественных закономерностей износа фрикционной пары и повышение ее ресурса.

Руководящим нормативным документом РД 50-423-83 [5] интенсивности изнашивания накладок  $I_n$  и барабанов  $I_b$  для грузовых автомобилей предлагается рассчитывать от среднего удельного давления на поверхность трения и средней скорости по поверхности трения по формулам:

$$L_{\text{н}} = k_1 \cdot P^{0,8} \cdot v$$

$$L_{\text{б}} = k_2 \cdot P^{0,8} \cdot v$$

где  $k_1$  и  $k_2$  - коэффициенты корректирования интенсивности изнашивания тормозных накладок для равнинных условий эксплуатации [3].

В то же время существует ряд других универсальных методов оценки износа тормозных накладок.

Метод, предложенный доктором технических наук Ю.Д. Карпиевичем [4], основан на предположении, что износ тормозных накладок линейно зависит от работы трения. При этом работа трения тормозных накладок определяется 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.

Математическое описание износа тормозных колодок следующее:

– для барабанного тормозного механизма передней оси:

$$L_{\text{п}} = \int_0^t M_{\text{Т1}} \omega_{\text{в1}} dt$$

$$L_{\text{п2}} = \sum_{\rho=0}^n L_{\text{п}\rho}$$

– для барабанного тормозного механизма задней оси:

$$L_{\text{к}} = \int_0^t M_{\text{Т2}} \omega_{\text{в2}} dt$$

$$L_{\text{к2}} = \sum_{\rho=0}^n L_{\text{к}\rho}$$

где  $M_{\text{Т1}}$ ,  $M_{\text{Т2}}$  – значение тормозных моментов соответствующих осей автомобиля, Н·м;

$L_{\text{п}}$ ,  $L_{\text{к}}$  – текущие значения работы трения тормозных накладок тормозного механизма соответственно передней и задней осей, Дж;

$\omega_{\text{в1}}$ ,  $\omega_{\text{в2}}$  – угловые скорости колес передней и задней осей, с<sup>-1</sup>;

$L_{\text{п}\rho}$ ,  $L_{\text{к}\rho}$  – значения работы трения, соответствующие предельно допустимому износу тормозных накладок механизмов передней и задней осей, Дж;

$\rho = 1, 2 \dots n$ ;

$n$  – количество торможений;

$t$  – время трения тормозных накладок, с.

Предложенный автором метод использования работы трения как интегрального показателя при определении степени износа барабанных тормозных накладок позволяет оперативно, в любой период эксплуатации автомобиля, определить остаточный ресурс накладок каждого колеса, а также с высокой точностью прогнозировать время их замены.

Известно, что основным фактором, определяющим эффективность и долговечность тормозной пары, является сила трения, возникающая между барабаном и накладкой. Интенсивный фрикционный разогрев приводит к снижению прочностных свойств металла поверхностного слоя барабана и фрикционного материала, изменяет коэффициент трения, интенсифицирует процесс изнашивания контактирующих элементов. В то же время интенсивность износа тормозных накладок в значительной мере зависит от давления и температуры в зоне контакта, скорости скольжения, конструктивных параметров тормозного механизма. Перечисленные факторы влияют на интенсивность следующим образом [3]:

$$I = \int_0^t (p, v_{\text{ск}}, t, K) dt$$

где  $p$  – давление в контакте, Па;

$v_{\text{ск}}$  – скорость скольжения, м/с;

$t$  – температура в зоне контакта, °С;

$K$  – конструктивные параметры.

Предложенная авторами модель достаточно точно описывает интенсивность износа тормозных колодок, но в достаточно узком диапазоне температур (от 0°C до 150°C), что не учитывает существенное влияние высоких температур на износ пары трения в зоне контакта.

Зависимость величины давления воздуха в тормозном приводе от параметров тормозного механизма описывается формулой [4]:

$$P = \frac{C(X + X_K) + P_{TP}}{F_D \cdot I_{PK}}$$

где  $C$  – жесткость стяжной пружины тормозных колодок;

$X_K$  – перемещение верхней части тормозных колодок, жестко кинематически связанных с ходом штока тормозной камеры;

$X$  – преднатяг стяжных пружин тормозных колодок;

$P_{TP}$  – сила трения в опорах разжимного кулака;

$F_D$  – активная площадь диафрагмы тормозной камеры;

$I_{PK}$  – силовое передаточное отношение разжимного механизма.

При эксплуатации автомобиля, в процессе износа фрикционной накладки увеличивается зазор между накладкой и барабаном, что отражается в увеличении  $X_K$  и связанного с ней хода штока тормозной камеры. Для компенсации этого износа, т.е. восстановления зазора, регулируют ход штока тормозной камеры в сторону его уменьшения. При этом увеличивается преднатяг стяжной пружины  $X$  и изменяются исходное и конечное положения разжимного кулака, что отражается в изменении силового передаточного отношения  $I_{PK}$ . Таким образом, при одном и том же зазоре в фрикционной паре колесного тормоза величины давления воздуха в моменты начала и конца движения колодок при изношенной накладке будут больше, чем давления в тех же моментах при новой накладке. Это может служить в качестве контролируемого параметра износа тормозных накладок в процессе эксплуатации грузового автомобиля.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Кузнецов Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов / Под ред. Е. С. Кузнецова. – М.: Транспорт, 1991. – 413 с.
- 2 Деревянко В.А. Тормозные системы легкового автомобиля / Пер. с польского В.Мицкевич. – М.: Петит, 2001. – 248 с.
- 3 Износ машин и оборудования / Машини и оборудование [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL:<http://www.mgm-machines.ru/metody-opredeleniya-iznosa.html>.
- 4 Карпиевич Ю.Д. Метод определения численного значения работы трения как интегрального показателя при бортовом диагностировании степени износа тормозных накладок / Ю.Д. Карпиевич // Вестник БНТУ. – 2009 – №6. – С. 88–90.
- 5 РД 50-423-83. Надежность в технике. Методика прогнозирования остаточного ресурса машин и деталей, подверженных изнашиванию. – Введ. 01.01.85. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 20 с.

#### ТҮЙІН

Жүк көліктерінің тежегіш механизмдерінің сенімділігін көтеру технологиялық параметрлерді пайдалану процесінде уақытылы және объективті бақылау жағдайында ғана мүмкін. Бұл мақалада жүк көлігі тежегіш жүйесінің бақыланытын параметрлері мен тежегіш төсенішінің тозу процесінің талдауы берілген.

#### RESUME

Improving the reliability of brake gear of automotive trucks is possible only under the modern and objective control of process variables during exploitation. This article presents the testing parameters of braking system of automotive truck and process analysis of brake lining wear.