

УДК 629.113.001

И.С. Жуков, В.Г. Дыгало

**ОЦЕНКА ТЕПЛОВОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПАР ТРЕНИЯ
АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ**

Волгоградский государственный технический университет

Изложен подход к оценке тепловой нагруженности элементов тормозного механизма у автомобилей с АБС.

Ключевые слова: автомобиль, антиблокировочная система, тормозной механизм, термическая нагруженность.

Все более широкое оснащение автомобилей автоматизированными тормозными системами, такими как – антиблокировочные системы (АБС), помимо очевидных преимуществ в части активной безопасности, порождает и ряд проблем, обусловленных изменением рабочего процесса. В частности, это относится к получившим популярность в последние годы скоростным автомобилям J-класса – кроссоверам и внедорожникам, которые, как правило, при сохранении скоростного режима обладают повышенной массой по сравнению с обычными легковыми автомобилями. При этом возрастает величина кинетической энергии, которую необходимо погасить в процессе торможения.

Вместе с тем, в отличие от традиционного способа торможения юзом, основная часть кинетической энергии автомобиля с АБС гасится за счет работы трения в тормозном механизме, что неизбежно приводит к увеличению их тепловой нагруженности, особенно при использовании производителями тормозных систем автомобилей, традиционных элементов базовых моделей.

При этом из литературных источников известно, что перегрев пар трения тормозов способствует возникновению критического фединга, сопровождающегося резким снижением (до 50%) коэффициента трения тормозных накладок, а также повышенным изнашиванием контртел, с образованием макросколов [1]. Поэтому необходима оценка тепловой нагруженности пар трения тормозных механизмов автомобилей, оснащенных автоматизированными системами.

Проведенный анализ влияния принципиального изменения рабочего процесса затормаживания колеса автомобиля с АБС на распределение работы, необходимой для гашения кинетической энергии автомобиля, в качестве примера представлен на рис. 1. На графике обозначено: изменение кинетической энергии автомобиля с АБС при торможении с начальной скорости 60 км/ч на сухом асфальтобетоне в процессе торможения (W_k), работа, затрачиваемая на трение в контакте шины с дорогой (ATR) и на гистерезисные потери в шине (AFF), а также поглощаемую в тормозном механизме (ATM).

Из графика видно, что при торможении автомобиля с АБС, в отличие от торможения юзом, основная часть кинетической энергии гасится за счет работы трения в парах трения тормозного механизма. Поэтому, несмотря на развитие технологий проектирования и расчета, оценка вероятности возможного отказа тормозов автомобиля в процессе эксплуатации по причине фединга является актуальной задачей. Важно, чтобы при проектировании тормозных механизмов автомобилей с АБС производители имели возможность оценивать эффективность их работы еще на стадии предпроектного расчета. Расчет средней температуры фрикционных элементов в процессе торможения представляет большой интерес при оценке температурного режима работы тормоза и может быть особенно полезен в случаях, когда непосредственный замер температур в реальных точках контакта и поверхности трения в целом затруднен.

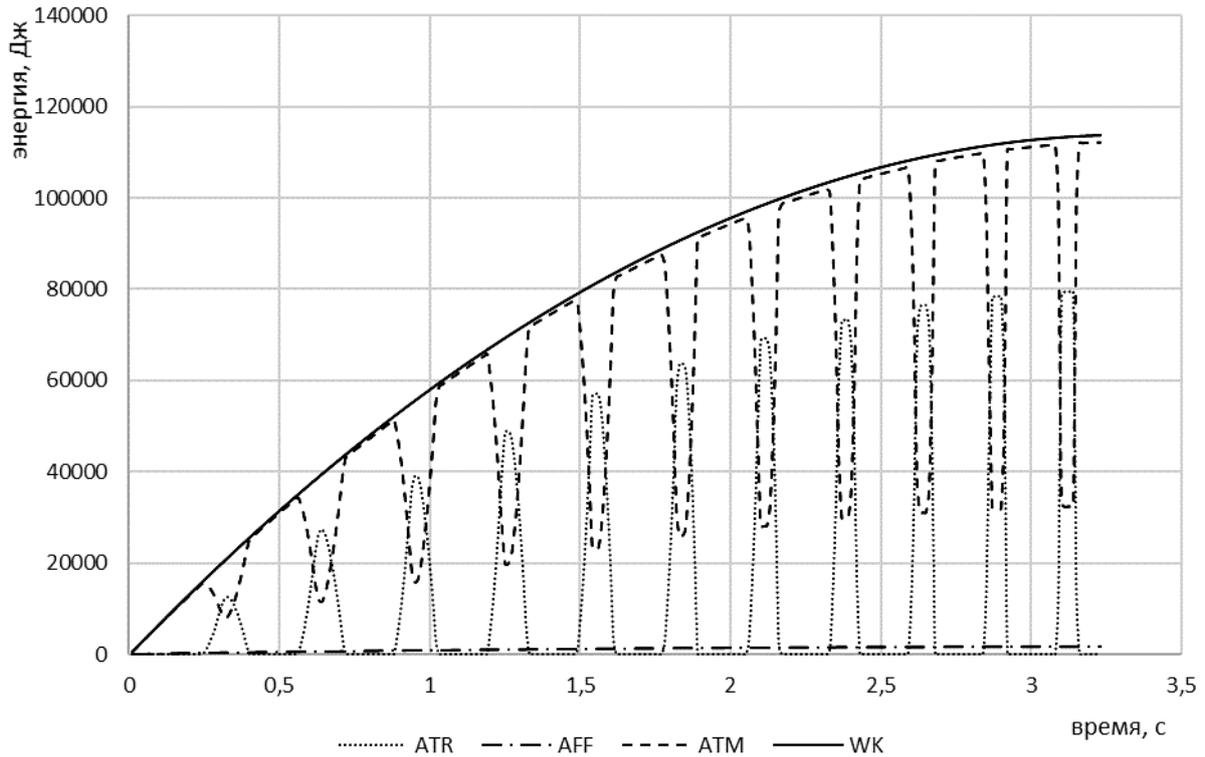


Рис. 1. Распределение работ, затрачиваемых на гашение кинетической энергии автомобиля с ABS в процессе торможения

Для решения этой задачи необходимо иметь расчетные методики, позволяющие анализировать такие рабочие характеристики, как изменение в процессе торможения момента трения, температуры поверхности тормозных дисков, скорости и продолжительности торможения, а также совершаемой работы в зависимости от физико-механических и теплофизических свойств материалов фрикционной пары, а также конструктивных, силовых и кинематических параметров тормоза.

Величину средней температуры пар трения, учитывая кратковременность торможения, без учета теплоотдачи в окружающую среду, можно определить по зависимости, полученной профессором А.В. Чичинадзе [2]

$$g^* = \frac{W_{Т.П.}(1 - \alpha''_{Т.П.})b_1}{\lambda_1 A_{a1} t_T} \left[\frac{1}{3} \tau_N + \tau_W F_{01} \right], \quad (1)$$

где $W_{Т.П.}$ — полная работа торможения; $\alpha''_{Т.П.}$ — коэффициент распределения тепловых потоков; A_{a1} — номинальная площадь трения; t_T — продолжительность торможения; $\lambda_{1,2}$ — коэффициент теплопроводности; τ_N, τ_W — временные характеристики мощности и работы; F_{01} — числа Фурье фрикционных элементов.

В свою очередь, коэффициент распределения тепловых потоков, необходимый для расчета тепловых полей, может быть найден из выражения [2]

$$\alpha''_{Т.П.} = 1 / \left[1 + \frac{b_1 \lambda_2}{b_2 \lambda_1} \left(\frac{\frac{1}{3} \tau_N + F_{02} \tau_W}{\frac{1}{3} \tau_N + F_{01} \tau_W} \right) \right], \quad (2)$$

где $b_{1,2}$ — толщина фрикционных элементов.

Приведенные зависимости позволяют выполнить расчет средней температуры тормоз-

ных дисков с помощью конечно-элементных программных комплексов [6] при известной полной работе торможения. Исходными параметрами в них служат детали и сборка тормозных механизмов, величины тепловых потоков, коэффициентов теплоотдачи. Так, в качестве примера на рис. 2 показана модель распределения температуры тормозного диска автомобиля с АБС при коэффициенте конвективной теплоотдачи $35 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ и температуре окружающей среды 294 К , полученная при использовании конечно-элементного программного комплекса.

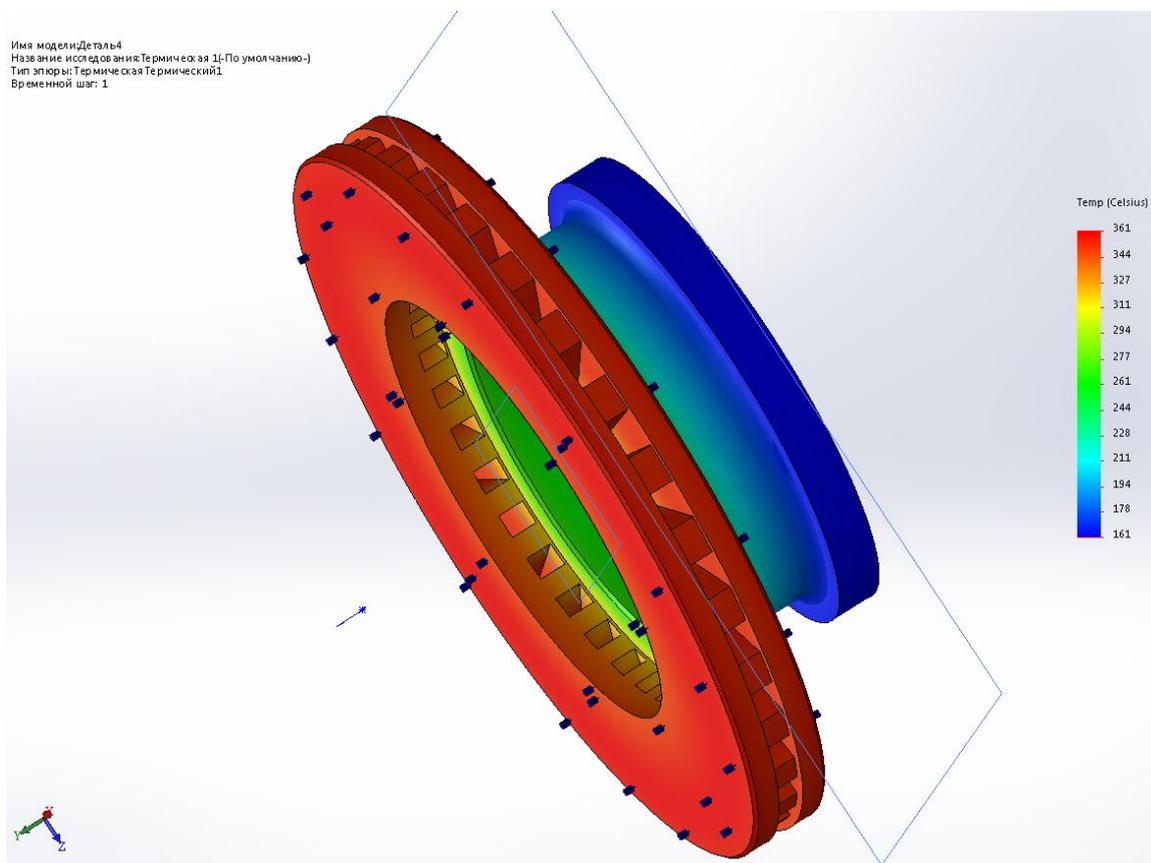


Рис. 2. Модель распределения температуры тормозного диска транспортного средства с АБС

Как было указано ранее, для применения полученных А.В. Чичинадзе [2] зависимостей необходимо нахождение полной работы торможения на основе величины тормозной силы на диске и длины пути трения тормозного диска. На стадии предпроектного анализа для определения тормозной силы возможны несколько подходов. Наиболее перспективным является подход, основанный на определении приведенной к тормозному диску работы торможения, которую с достаточной точностью можно найти через соотношение продольной реакции и тормозного момента. Для этого свяжем их величиной динамического радиуса. Несмотря на условность такого соотношения, этого достаточно для оценки величины необходимой работы. Тормозной момент на колесе определяется по известной зависимости

$$M_{m0} = R_x \cdot r_0. \quad (3)$$

Для определения величины продольной реакции воспользуемся степенью использования максимального коэффициента сцепления ξ_{abc} при функционировании антиблокировочной тормозной системы [3]. Тогда выражение для продольной реакции колеса примет вид

$$R_x = R_z \cdot \varphi_{\max} \cdot \xi_{abc}. \quad (4)$$

Величина ξ_{abc} определится из требований, предъявляемых стандартами к эффективности торможения автомобиля с АБС. Так, для сухого асфальтобетона она должна быть не ниже уровня торможения юзом $\xi_{abc} = 0,9$, для мокрого и укатанного снега $\xi_{abc} = 0,85$. Введение

в расчет данного показателя существенно упрощает процесс расчета и позволяет исключить рассмотрение зависимостей работы алгоритма конкретно взятой антиблокировочной системы, поскольку сам алгоритм и матрица значений блока управления антиблокировочной системы часто являются коммерческой тайной производителей тормозных систем.

Значение тормозной силы по средней окружности тормозного диска найдется из выражения:

$$P_m = 2 \frac{M_{m0}}{r_{disc}}, \quad (5)$$

где r_{disc} – радиус тормозного диска.

С учетом зависимости (4) получим выражение для тормозной силы в виде

$$P_m = 2 \frac{R_z \cdot \varphi_{max} \cdot \xi_{abs} \cdot r_d}{r_{disc}}. \quad (6)$$

Для нахождения полной работы трения в тормозном механизме необходимо знать путь трения в паре «тормозной диск – колодка». Теоретические предпосылки для определения пути трения отдельного колеса автомобиля в режиме торможения изложены в работе [5].

Вращение каждого отдельного колеса автомобиля с АБС при торможении характеризуется различным сочетанием скоростных режимов, обусловленных функционированием тормозной системы и контактом шины с дорожным покрытием, что представлено на приведенной на рис. 3 схеме.

При этом можно выделить следующие характерные периоды: затормаживание, растормаживание, блокировка или юз колеса, свободное качение и квазиравномерное движение в области $\dot{\omega}_k \approx 0$.

Каждый период характеризуется различным сочетанием скоростных и нагрузочных показателей. Учитывая кратковременность протекания цикла работы АБС, примем допущение, что каждый период характеризуется установившимся замедлением (ускорением) j_{ycm} и средней скоростью.

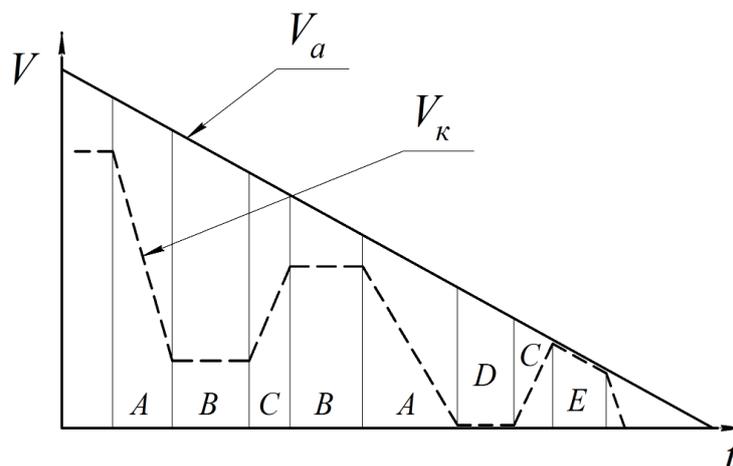


Рис. 3. Варианты периодов при торможении:

- A – затормаживание; B – квазиравномерное вращение; C – растормаживание;
- D – юз; E – свободное вращение (полное растормаживание);
- V_a – скорость автомобиля; V_k – приведенная радиальная скорость вращения колеса

При одних и тех же значениях тормозного пути автомобиля с АБС и без неё могут быть реализованы различные характеристики для пар трения «барабан (диск)-накладка» и «шина-дорога». Для расчета пути трения в каждом сопряжении тормозных механизмов «диск-накладка» воспользуемся зависимостью

$$L_{Tp} = (V_{н,к} + V_{к,к})(t_{к,к} - t_{н,к})(r_{\delta} / r_{к}) / 2, \quad (7)$$

$$\text{или } L_{Tp} = (V_{н,к}^2 - V_{к,к}^2) / 2j_{уст,к},$$

где $V_{н,к}$, $V_{к,к}$ – радиальная скорость вращения колеса в начале и в конце промежутка времени; $t_{н,к}$, $t_{к,к}$ – моменты времени в начале и в конце промежутка времени; r_{δ} – радиус тормозного барабана; $r_{к}$ – радиус колеса.

Пути трения для каждого из периодов определяется из приведенных далее зависимостей.

- период затормаживания и растормаживания

$$L_{Tp} = (V_{н,к}^2 - V_{к,к}^2) / 2j_{уст,к}, \quad (8)$$

где $V_{н,к}$, $V_{к,к}$ – скорость вращения колеса в начале и в конце периода; $j_{уст,к}$ – установившееся ускорение вращения колеса; $r_{к}$ – радиус колеса; r_{δ} – средний радиус тормозного диска.

- свободное качение колеса $L_{Tp} = 0$;
- блокирование колеса $L_{Tp} = 0$;
- постоянное (квазиравномерное) вращение колеса

$$L_{Tp} = V_{н,к} \cdot t_{\Pi}, \quad (9)$$

где t_{Π} – длительность периода равномерного вращения колеса.

Для нахождения общего пути трения на всех участках просуммируем полученные ранее зависимости

$$L_{Tp,mm} = \sum_{i=0}^I L_{TpTi} + \sum_{j=0}^J L_{TpPj} + \sum_{n=0}^N L_{Tp\Pi n}, \quad (10)$$

где $L_{mp, mm}$ – путь трения накладки о барабан; I – количество участков торможения; J – количество участков растормаживания; N – количество участков постоянного качения колеса; L_{TpTi} – путь трения для пары «диск – накладка» на i -м участке торможения; L_{TpPj} – путь

трения для пары «диск – накладка» на j -м участке растормаживания; $L_{Tp\Pi n}$ – путь трения для пары «диск – накладка» на n -м участке торможения постоянного качения колеса.

Окончательно приведенная к тормозному диску работа трения определяется из выражения:

$$W_{T.П.} = L_{Tp} P_m, \quad (11)$$

Вследствие явления несинхронного вращения колес автомобиля в процессе торможения, что обусловлено различными факторами как при наличии АБС, так и без нее, тормозные механизмы даже одной оси автомобиля могут иметь различные показатели работы по пути трения.

Необходимо отметить, что определение полной работы торможения и как следствие определение энергии, погашенной в тормозном механизме, явилось основой для создания компьютерной модели температурного поля тормозного механизма, что в целом дает возможность говорить о системе расчета тепловой нагруженности тормозных механизмов с АБС.

Библиографический список

1. **Безъязычный, В.Ф.** Экспериментальное изучение процессов разрушения поверхностных слоев металла при установившемся процессе фреттинг-изнашивания / В.Ф.Безъязычный, Р.В. Любимов, Тимофеев // Механика и физика фрикционных контактов: сб. научн. трудов Тверского гос. техн. ун-та». – 2000. – Вып. 7. – С. 24–28.
2. **Чичинадзе, А.В.** Тепловая динамика трения / А.В. Чичинадзе. – М.: Наука, 1970. – 171 с.

3. **Ревин, А.А.** Формирование основных эксплуатационных свойств автотранспортных средств в режиме торможения / А.А. Ревин, В.Г. Дыгало // Автомобильная промышленность. – 2014. – № 11. – С. 3–5.
4. **Ревин, А.А.** Влияние рабочего процесса АБС на долговечность элементов шасси автомобиля: монография / А.А. Ревин, М.В. Полуэктов, М.Г. Радченко, Р.В. Заболотный; под ред. А.А. Ревина. – М.: Машиностроение, 2013. – 224 с.
5. **Тумасов, А.В.** Исследование свойств активной безопасности транспортных средств методом имитационного моделирования / А.В. Тумасов [и др.] // Журнал автомобильных инженеров. – 2011. – № 2. – С. 34–37.
6. **Турбин, И.В.** Влияние коэффициента трения на триботехнические характеристики пар трения дискового тормоза / И.В. Турбин, В.Е. Епишкин, Н.С. Соломатин // Перспективные направления развития автотранспортного комплекса: сб. ст. VIII Междунар. научно-производственной конф. – Пенза: Пензенская ГСХА. – 2014. – С. 124–128.
7. **Voloaca, S.** Concerns regarding temperature distribution obtained by experiments and finite element analyses for types of brake discs / S. Voloaca, G. Fratila // U.P.B. Sci, Bull., Series D, Vol. 74, Iss. 3, – 2012. – P. 33.

*Дата поступления
в редакцию 30.05.2018*

I.S. Zhukov, V.G. Dygalo

ESTIMATION OF THERMAL LOADING OF THE FRICTION PAIRS OF THE AUTOMATED BRAKE SYSTEM OF A VEHICLE

Volgograd state technical university

Purpose: Describe the approach for the evaluation of predesign-thermal load of the braking mechanism for vehicles with ABS.

Methodology: A method is proposed for determining the energy quenched in a braking mechanism with ABS using three approaches.

Research implications: The study was the basis for creating a computer model of the temperature field of the braking mechanism, which, on the whole, makes it possible to talk about a system for calculating the thermal loading of braking mechanisms with ABS.

Conclusions: Due to the phenomenon of non-synchronous rotation of the car's wheels during braking, due to various factors, the brake mechanisms of even one axle of the car can have different performance indicators along the friction path.

Key words: car, ABS, brake mechanism, thermal load.