

УДК 629.114.4

В. П. Тарасик, д-р техн. наук, проф., А. А. Поляков

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ И МЕХАНИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ДИСКОВЫХ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ САМОСВАЛОВ БелАЗ

В статье приведена методика определения тепловых и механических воздействий на диск тормозного механизма сухого трения заднего моста для карьерных самосвалов БелАЗ с электромеханической трансмиссией. Для формирования воздействий использована обращенная кинематическая схема тормозного механизма, в которой тормозной диск принят неподвижным, а тормозные колодки – вращающимися относительно диска. Приведены графики полученных зависимостей циклических тепловых и механических нагрузок для конечного сектора тормозного диска.

На карьерных самосвалах большой грузоподъемности (120–360 т) получили наиболее широкое применение дисковые тормозные механизмы сухого трения. В значительной мере это обусловлено тем, что на таких автомобилях используют электромеханическую трансмиссию (ЭМТ) с электромотор-колесами, расположенными в заднем мосту.

Объектом исследования является задний тормозной механизм, общий вид которого показан на рис. 1. Рабочий 1 и стояночный 2 тормозные механизмы используют общий тормозной диск 3. Каждый из них содержит по четыре пары тор-

мозных колодок, расположенных симметрично с двух сторон тормозного диска. Наружный радиус тормозного диска $r_{\text{т.д.н}} = 355$ мм, а внутренний $r_{\text{т.д.в}} = 160$ мм. Тормозной диск (ТД) установлен на скоростном валу тягового электродвигателя (ТЭД), что позволяет использовать передаточное число редуктора мотор-колеса для увеличения тормозного момента на колесе. Частота вращения вала ТЭД составляет 2000–3000 об/мин, что приводит к значительным центробежным нагрузкам на тормозной диск.

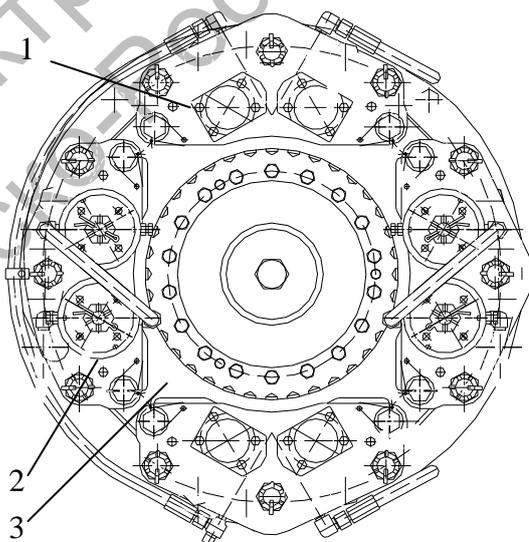


Рис. 1. Задний тормозной механизм: 1 – рабочий тормозной механизм; 2 – стояночный тормозной механизм; 3 – диск

Обдув тормозных дисков осуществляется направленным воздушным потоком, подаваемым для вентиляции ТЭД и затем поступающим к тормозному диску. Поэтому температура воздуха, охлаждающего диск, выше температуры внешней среды, что уменьшает способность отводить тепло от пары трения «тормозной диск–тормозные колодки».

В процессе торможения карьерного самосвала тормозной диск должен поглощать и максимально быстро отдавать накопленную тепловую энергию в окружающую среду. Существующая конструкция тормозного механизма заднего ведущего моста карьерных самосвалов БелАЗ–75131 и БелАЗ–75306 подвержена температурным деформациям в результате перегрева тормозного диска, что приводит к возникновению осевого биения диска и подтормаживанию, а также к преждевременному износу подшипникового узла ТЭД.

Опубликовано большое количество работ, посвященных разработке дисковых тормозных механизмов, определению показателей эффективности тормозных систем, определению термодинамических нагрузок элементов тормозных механизмов мобильных машин. В отечественных и зарубежных научных публикациях рассмот-

рены вопросы нагрева и остывания тормозного диска с учетом теплоотдачи в окружающую среду. Выполнялись также разработки и исследования тормозных дисков с вентиляционными каналами. Для решения поставленных задач использовались аналитические и алгоритмические математические модели. Высокие возможности современных ЭВМ и наличие специализированных программных обеспечений позволяют разрабатывать и использовать математические модели с минимальными допущениями и учитывать влияние окружающей среды на теплоотвод от тормозного диска.

При проведении исследований заднего рабочего тормозного механизма тепловая нагруженность тормозного диска оценивалась удельной мощностью трения и плотностью теплового потока на поверхностях трения, а механическая нагруженность – давлением на поверхностях трения и центробежными силами инерции вращающегося тормозного диска.

На автомобиль во время торможения оказывают влияние воздействия, отображенные на рис. 2 [1].

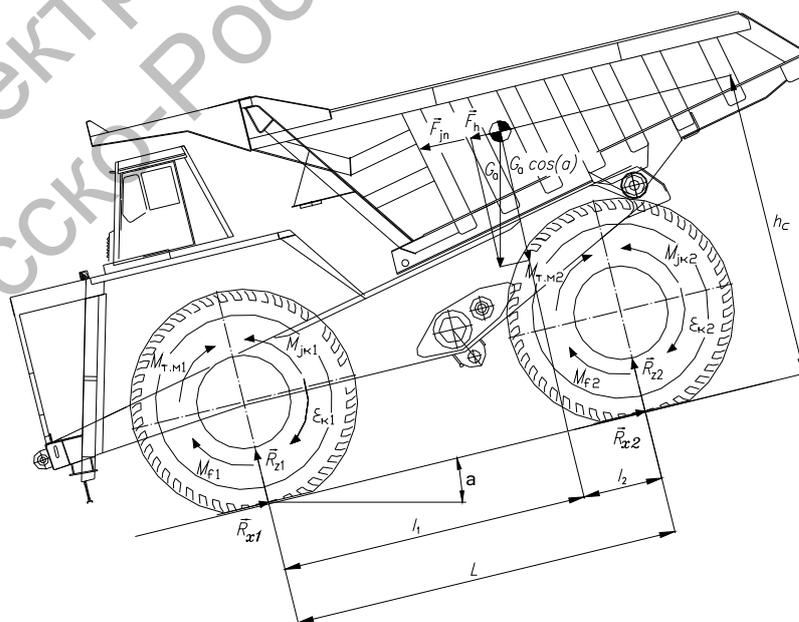


Рис. 2. Силы, действующие на самосвал при торможении

При торможении на передние и задние тормозящие колеса автомобиля действуют тормозные моменты $M_{т.к1}$ и $M_{т.к2}$, моменты сопротивления качению M_{f1} и M_{f2} , продольные реакции R_{x1} и R_{x2} , нормальные реакции R_{z1} и R_{z2} , сила инерции поступательно движущейся массы F_{jn} , инерционные моменты колес и связанных с ними вращающихся элементов M_{jk1} и M_{jk2} . На корпус автомобиля действуют сила тяжести G_a и сила сопротивления воздуха F_w . Эксплуатация самосвала осуществляется в карьере, где автомобиль движется, в основном, на спуске или на подъеме, поэтому необходимо учитывать силу сопротивления подъему F_h . Рассмотрим случай экстренного торможения груженого автомобиля при движении на спуске, когда сила сопротивления подъему F_h становится движущей силой и препятствует торможению. Торможение автомобиля будем рассматривать при условии отсутствия блокировки колес и без учета тормозного момента, формируемого тяговыми электродвигателями.

С учетом изложенных допущений разработана математическая модель процесса торможения карьерного самосвала для определения показателей эффективности торможения. Движение автомобиля описано системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv}{dt} &= - \left(\frac{M_{т.к} + M_f}{r_k} + F_h + F_w \right) \\ \frac{ds}{dt} &= v \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где v – скорость автомобиля, м/с; r_k – радиус качения колеса, м; $\delta_{п.м}$ – коэффициент приведенной массы; m_a – полная

масса автомобиля, кг; s – перемещение автомобиля, м.

Силы и моменты, входящие в уравнение (1), вычисляются по формулам:

$$M_{т.к} = M_{т.к1} + M_{т.к2}; \quad (2)$$

$$M_f = M_{f1} + M_{f2} = f m_a g r_k; \quad (3)$$

$$F_h = m_a g h; \quad (4)$$

$$F_w = k_w A_{л} v^2, \quad (5)$$

где f – коэффициент сопротивления качению; g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$, м/с²; h – продольный уклон карьерной дороги (на подъеме – положительный, на спуске – отрицательный); k_w – коэффициент сопротивления воздуха, Н·с²/м⁴; $A_{л}$ – лобовая площадь автомобиля, м².

Коэффициент приведенной массы определяли по формуле

$$\delta_{п.м} = 1 + 2[(J_{эд} + J_{т.д}) \times u_{тр}^2 \eta_{тр} + J_{к.1} + J_{к.2}] / (m_a r_k^2), \quad (6)$$

где $J_{эд}$ – момент инерции якоря тягового электродвигателя, кг·м²; $J_{т.д}$ – момент инерции тормозного диска, кг·м²; $u_{тр}$, $\eta_{тр}$ – передаточное число и КПД редуктора мотор-колеса заднего моста; $J_{к.1}$, $J_{к.2}$ – суммарные моменты инерции переднего и заднего колес соответственно, кг·м².

Моменты, развиваемые тормозными механизмами, вычислялись по формуле

$$\begin{aligned} M_{т.м i} &= 2\mu R_{ср i} n_{т.м i} A_{т.ц i} n_{т.ц i} P_{т.п}; \\ i &= 1, 2, \end{aligned} \quad (7)$$

где μ – коэффициент трения фрикционной накладке по тормозному диску;

$R_{срi}$ – средние радиусы трения переднего и заднего тормозных механизмов, м; $A_{т.цi}$ – площади тормозных цилиндров переднего и заднего тормозных механизмов, м²; $n_{т.цi}$ – количество тормозных цилиндров передних и задних тормозных механизмов; $p_{т.п}$ – давление рабочей жидкости в тормозном приводе, Па.

В формулах (6) и (7) множитель 2 введен для учета левых и правых колес автомобиля.

Тормозные моменты на передних колесах $M_{т.к1}$ (см. рис. 2) равны моментам передних тормозных механизмов $M_{т.м1}$, а моменты на задних колесах вычислялись с учетом передаточного числа $u_{тр}$ и КПД $\eta_{тр}$ редуктора мотор-колеса:

$$M_{т.к2} = \frac{M_{т.м2} u_{тр}}{\eta_{тр}}. \quad (8)$$

Средние радиусы трения передних и задних тормозных механизмов вычислялись по формуле

$$R_{срi} = \frac{2(R_{нi}^3 - R_{вi}^3)}{3(R_{нi}^2 - R_{вi}^2)}; \quad i = 1, 2, \quad (9)$$

где $R_{нi}$, $R_{вi}$ – наружный и внутренний радиусы поверхности трения тормозных механизмов i -го колеса, м.

Нарастание давления в тормозном приводе в процессе торможения принималось по экспоненте

$$p_{т.п}(t) = p_{т.п \max} (1 - e^{-kt}), \quad (10)$$

где $p_{т.п \max}$ – максимальное рабочее давление в тормозном приводе; k – коэффициент экспоненты.

Исследования проводились применительно к тормозным механизмам карьерного самосвала БелАЗ-75306 грузоподъемностью 220 т. Рассматривалось экстренное торможение самосвала с пол-

ной нагрузкой на спуске при продольном уклоне дороги $h = 0,1$ с начальной скоростью $v_0 = 48$ км/ч до полной остановки. При этом определялись изменения во времени t ускорения dv/dt , скорости $v(t)$ и перемещения $s(t)$ автомобиля и вычислялась мощность трения одного из задних тормозных механизмов $P_{т.м2}(t)$ по формуле

$$P_{т.м2}(t) = M_{т.м2}(t) \omega_{т.д2}(t), \quad (11)$$

где $\omega_{т.д2}(t)$ – изменение угловой скорости тормозного диска заднего тормозного механизма в процессе торможения:

$$\omega_{т.д2}(t) = \frac{v u_{тр}}{r_k}. \quad (12)$$

Полученное значение $P_{т.м2}(t)$ использовалось для вычисления удельной мощности трения:

$$P_{уд2}(t) = P_{т.м2}(t) / \sum_{i=1}^{n_{т.к}} A_{фр}, \quad (13)$$

где $P_{уд2}(t)$ – удельная мощность трения, Вт/м²; $A_{фр}$ – площадь поверхности трения фрикционной накладке тормозной колодки, м²; $n_{т.к}$ – суммарное количество тормозных колодок, расположенных с обеих сторон тормозного диска.

Значение $p_{т.п \max}$ в формуле (10) принималось из условия исключения блокировки тормозящих колес. Для этого предварительно вычислялась предельная величина замедления с учетом коэффициента сцепления колес с дорогой и коэффициента распределения тормозных моментов β_T [1].

На рис. 3 приведен график изменения удельной мощности трения тормозного диска заднего тормозного механизма. Начальный участок кривой

$P_{уд2}(t)$ обусловлен характером изменения функции давления в тормозном приводе $p_{т.п}(t)$, изменяемого в соответствии с формулой (10), а конечный участок определяется снижением скорости автомобиля при торможении. В результате максимальное значение $P_{уд2}(t)$ после некоторого начального периода процесса тор-

можения снижается и характеризует величину теплового потока, генерируемого парой трения. Отметим, что удельная мощность трения $P_{уд2}(t)$, Вт/м², равна плотности теплового потока $q_{уд2}(t)$, генерируемого на поверхности трения.

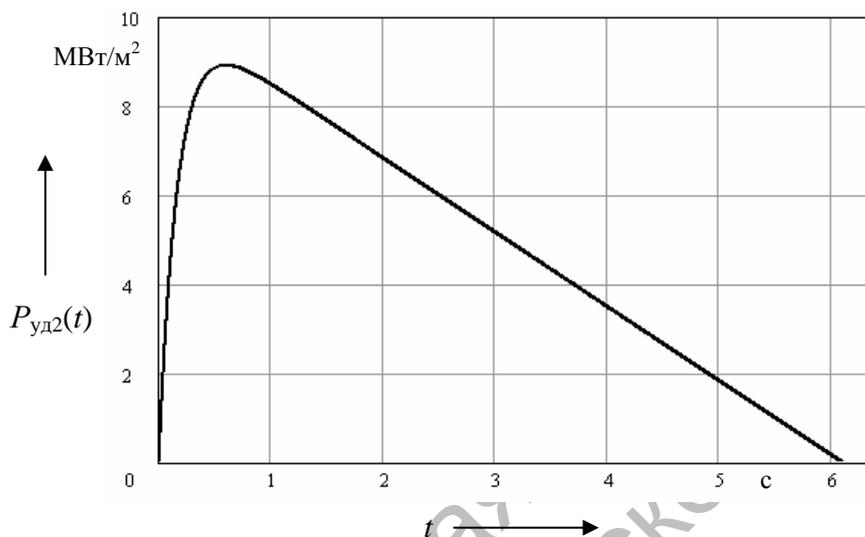


Рис. 3. График изменения удельной мощности трения $P_{уд2}(t)$ для одного тормозного диска

Поскольку тормозной диск лишь частично перекрывается тормозными колодками, то удельная мощность трения характеризует тепловой поток на поверхности диска усредненно. Для более детальной оценки тепловой нагруженности пары трения необходимо, во-первых, определить плотность теплового потока, поступающего на поверхность трения диска, учитывая при этом часть теплового потока, поглощаемого тормозными колодками, а, во-вторых, учесть дискретность функции теплового потока.

Для этого рассмотрим схему взаимодействия тормозного диска с одной из тормозных колодок, представленную на рис. 4. Каждая тормозная колодка выполнена в виде секториальной пластины, ограниченной внутренним R_B и наружным

R_H радиусами и углом сектора $\alpha_{т.к}$.

Выделим на поверхности трения тормозного диска элементарную секториальную площадку A с углом сектора α_c . Когда площадка A диска в процессе ее вращения перекрыта тормозной колодкой, на ней происходит генерирование тепловой энергии трения, а после прекращения контакта тепловой поток на нее не поступает и с ее поверхности осуществляется теплоотдача в охлаждающую воздушную среду и во внутренние слои диска. Следовательно, тепловой поток, поступающий на поверхность площадки A , носит периодический, импульсный характер.

Для удобства дальнейшего описания исследуемого процесса примем обращенную кинематическую схему тор-

мозного механизма, полагая тормозной диск неподвижным, а тормозные колодки – вращающимися относительно диска. Обо-

значим угловую скорость колодок $\omega_{Т.К}$, принимая во внимание, что $\omega_{Т.К} = -\omega_{Т.Д}$.

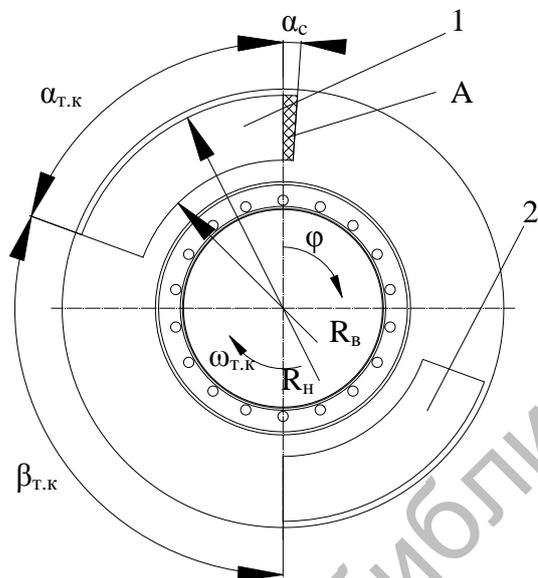


Рис. 4. Схема выделения элементарной секториальной площадки на поверхности трения тормозного диска: А – элементарная секториальная площадка тормозного диска; 1, 2 – первая и вторая тормозные колодки

Для фиксации состояния контактирования колодок с элементарной площадкой А введем угловую координату φ поворота колодки относительно этой площадки. Начало отсчета координаты φ примем в момент начала перекрытия ее первой из колодок тормозного механизма. Тогда при вращении колодок, если $\varphi \leq \alpha_{Т.К}$, на площадке А происходит генерирование теплового потока, а при $\alpha_{Т.К} < \varphi \leq \alpha_{Т.К} + \beta_{Т.К}$ она подвергается охлаждению воздушным потоком ($\beta_{Т.К}$ – секториальный угол между тормозными колодками). Введем значения начальных $\varphi_{Н1}, \varphi_{Н2}$ и конечных $\varphi_{К1}, \varphi_{К2}$ угловых координат поворота колодок относительно тормозного диска, причем $\varphi_{К1} - \varphi_{Н1} = \varphi_{К2} - \varphi_{Н2} = \alpha_{Т.К}$.

Для моделирования цикличности теплового потока, поступающего на выделенную элементарную площадку А, необ-

ходимо определять значение угловой координаты поворота колодок φ и сопоставлять его со значениями угловых координат $\varphi_{Нi}$ и $\varphi_{Ки}$. Для вычисления функции $\varphi(t)$ предложено следующее выражение:

$$\varphi(t) = 360 \left(\frac{s(t)u_{тр}}{2\pi r_k} - \text{окр} \left(\frac{s(t)u_{тр}}{2\pi r_k} \right) \right). \quad (14)$$

Согласно формуле (14), после завершения очередного полного оборота тормозной колодки на 360^0 из первого слагаемого в скобках вычитается округленное целочисленное значение количества оборотов тормозной накладки. В результате значение функции $\varphi(t)$ периодически изменяется в пределах $0 \leq \varphi(t) \leq 360$.

На рис. 5 приведен график изме-

нения функции $\varphi(t)$, полученной в результате процесса моделирования торможения самосвала. Использование формулы (14) позволяет однозначно определить положение тормозной колодки относительно площадки А поверхности трения тормозного диска в любой момент процесса тор-

можения автомобиля до полной его остановки.

Формула (14) годится и для тормозного механизма, тормозной диск которого связан непосредственно с колесом. В этом случае из формулы (14) исключается $u_{тр}$.

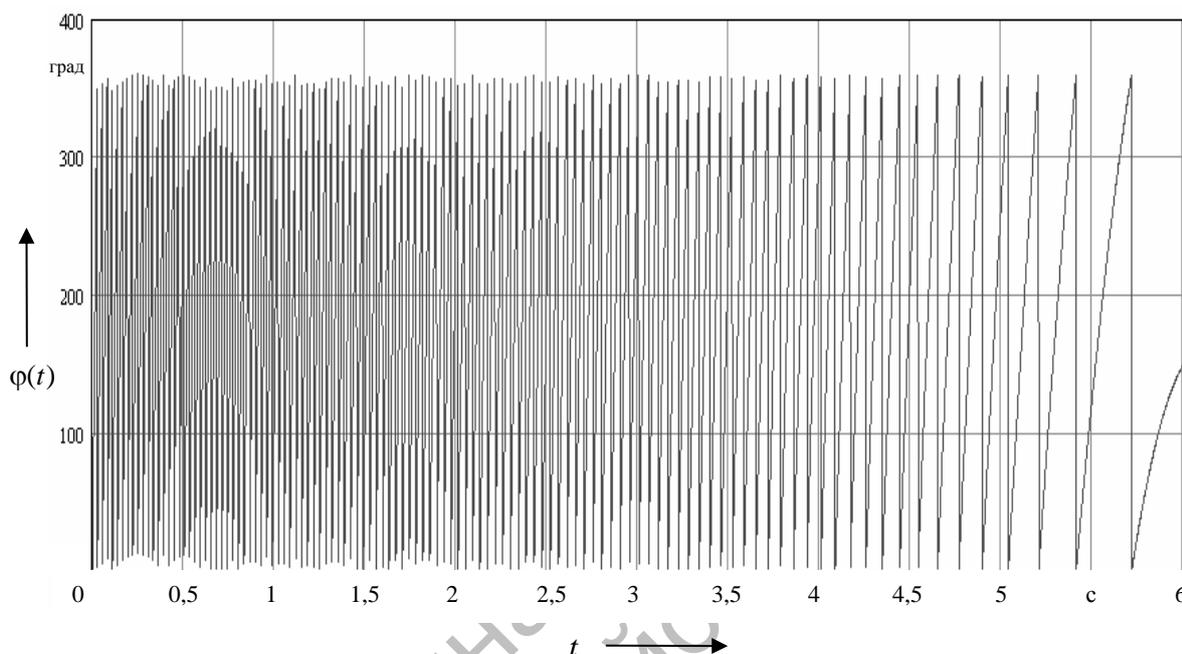


Рис. 5. График изменения угла поворота $\varphi(t)$ тормозной колодки в процессе торможения до полной остановки автомобиля

Определим плотность теплового потока $q_{т.д.2}$, поступающего в тормозной диск через элементарную площадку А контакта с тормозной колодкой. Для этого необходимо учесть распределение тепловой энергии между колодкой и диском. Коэффициент распределения тепловых потоков вычисляется по формуле Шаррона-Чичинадзе [2]:

$$K_{т.д} = \frac{\sqrt{\rho_{т.д} C_{т.д} \lambda_{т.д}}}{\sqrt{\rho_{т.д} C_{т.д} \lambda_{т.д} + K_{в.п} \sqrt{\rho_{фр} C_{фр} \lambda_{фр}}}}, \quad (15)$$

где $\rho_{т.д}$, $\rho_{фр}$ – плотности материалов тормозного диска и фрикционной накладки, кг/м³; $C_{т.д}$, $C_{фр}$ – удельные теплоем-

кости материалов тормозного диска и фрикционной накладки, Дж/(кг·К); $\lambda_{т.д}$, $\lambda_{фр}$ – коэффициенты теплопроводности материалов тормозного диска и фрикционной накладки, Вт/(м·К); $K_{в.п}$ – коэффициент взаимного перекрывания пар трения (колодок и диска):

$$K_{в.п} = \sum_{i=1}^{n_{т.к}} A_{фр} / (2A_{т.д}), \quad (16)$$

где $A_{т.д}$ – площадь поверхности трения тормозного диска с одной его стороны, м².

Плотность теплового потока, поступающего на выделенную элемен-

тарную площадку А, определим по формуле

$$q_{т.д2}(t) = \begin{cases} K_{т.д} P_{уд2}(t) & \text{— при } \varphi_{н1} \leq \varphi(t) \leq \varphi_{к1} \\ & \text{и } \varphi_{н2} \leq \varphi(t) \leq \varphi_{к2}; \\ q_{охл}(t) & \text{— в иных случаях,} \end{cases} \quad (17)$$

где $q_{охл}(t)$ – плотность теплового потока на охлаждаемой поверхности тормозного диска:

$$q_{охл}(t) = \alpha(T_c - T_{п.т.д}), \quad (18)$$

где α – коэффициент теплообмена через конвекцию, Вт/(м²·К); T_c – температура охлаждающей среды, К; $T_{п.т.д}$ – температура охлаждаемой поверхности тормозно-

го диска, К.

На рис. 6 показан график изменения функции $q_{т.д2}(t)$. Черным цветом отображены интервалы времени, в течение которых на элементарной площадке А происходит генерирование теплового потока, а смежные участки соответствуют периодам охлаждения. Из графика видно, что в начальный период торможения происходит частая смена периодов нагрева и охлаждения элементарного сектора диска А при высокой плотности теплового потока. По мере снижения скорости движения автомобиля частота импульсов плотности теплового потока и их амплитудные значения уменьшаются.

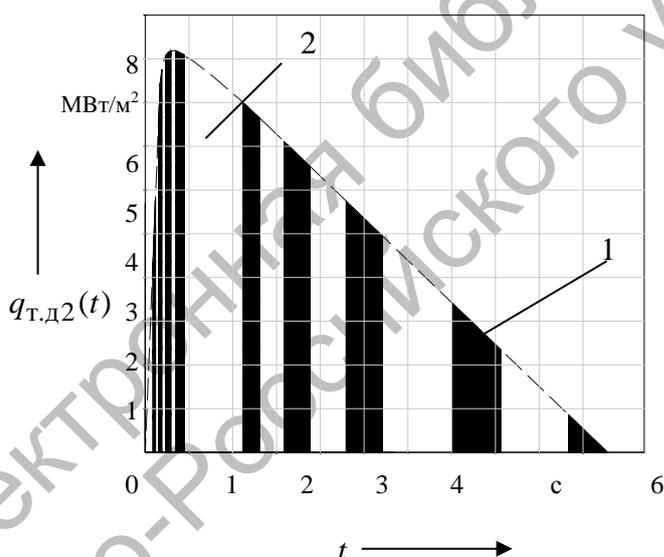


Рис. 6. График плотности теплового потока $q_{т.д2}(t)$ на элементарной площадке А тормозного диска: 1 – область генерирования теплового потока; 2 – область теплоотдачи в окружающую среду

Кроме тепловой нагрузки тормозной диск испытывает механические воздействия, обусловленные давлением тормозных колодок и центробежными силами инерции при его вращении.

Давление прижатия тормозных колодок к тормозному диску $q_{п2}(t)$ определим по формуле

$$q_{п2}(t) = \frac{A_{т.п2} p_{т.п}(t)}{A_{фр}}. \quad (19)$$

Изменение во времени функции $q_{п2}(t)$ определяется видом функции $p_{т.п}(t)$, т. е. имеет вид экспоненты.

Давление тормозной колодки $q_{п2}(t)$ на выделенную элементарную

площадку А так же, как и функция теплового потока $q_{Т,д2}(t)$, носит периодический характер. График его изменения

в процессе торможения представлен на рис. 7.

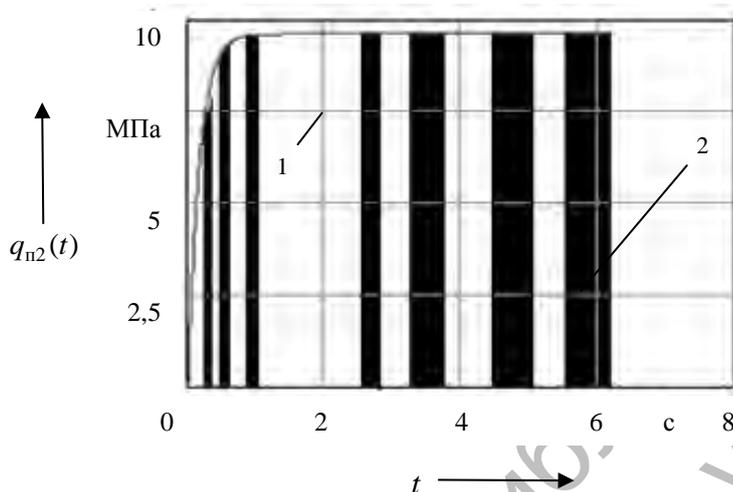


Рис. 7. График давления $q_{п2}(t)$ прижатия тормозной колодки к диску: 1 – область воздействия давления; 2 – область отсутствия давления

Инерционная нагрузка создается силами инерции вращающегося тормозного диска, значения которых определяются по формуле [3]

$$F_j(t) = \rho_{Т,д} A_c \omega_{Т,д2}^2(t) \int_{R_{в2}}^{R_{п2}} r dr, \quad (20)$$

где A_c – площадь поперечного сечения тормозного диска, m^2 .

Полученные формулы позволяют сформировать режимы нагружения тормозного механизма и в последующем определить напряжения и деформации тормозного диска.

Разработанная методика определения режимов нагружения тормозного диска позволяет сформировать граничные условия конечно-элементной математической модели, предназначенной для определения температурных характеристик и

напряженно-деформированного состояния тормозного диска в процессе торможения автомобиля. Использование этой методики позволит выявить влияние различных параметров тормозного механизма на показатели качества и надежности его функционирования.

Дальнейшие исследования будут направлены на решение поставленной проблемы поиска рациональных параметров тормозных механизмов карьерных самосвалов БелАЗ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с. : ил.
2. Сцепления транспортных и тяговых машин / И. Б. Барский [и др.]. – М. : Машиностроение, 1989. – 344 с. : ил.
3. Расчет на прочность деталей машин : справ. пособие / Под ред. И. А. Биргера. – 2-е изд., испр. – М. : Машиностроение, 1966. – 616 с. : ил.

Белорусско-Российский университет
НТЦ РУПП «БелАЗ»
Материал поступил 16.10.2007

V. P. Tarasik, A. A. Poliakov
Methods of mechanical and heat loadings
to dry friction brake disk of rear axle
determination for BelAZ dump truck
Belarusian-Russian University
OGK PSDT NTC RUPP «BelAZ»

In the article the methods of mechanical and heat loadings to dry friction brake disk of rear axle determination for BelAZ dump truck with electromechanical transmission are presented. For loadings formation the inverted kinematic model of brake mechanism is used where brake disk is fixed and brake pads are rotating about the disk. Diagrams of the dependences of cyclic mechanical and thermal loadings for brake disk finite sector are given.