

УДК 629.413-592.112

А. В. ВОЗНЫЙ, В. С. ВИТВИЦКИЙ, О. Б. СТАДНЫЙ

Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина

ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТЬ ПАР ТРЕНИЯ В ДИСКОВО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВАХ

В материалах статьи приведен критический анализ энергонагруженности поверхностных и приповерхностных слоев пар трения дисково-колодочных тормозов на основании которого достигнуто оптимальное распределение тепловых потоков между элементами их фрикционных узлов. Снижена энергонагруженность последних за счет охлаждения с помощью эффектов: кондуктивного, вихревой и тепловой трубы.

Ключевые слова: дисково-колодочный тормоз, пара трения «беговая дорожка диска-фрикционная накладка», поверхностный и приповерхностный слои, энергонагруженность, компоновочная схема пар трения, глубина проникновения теплоты, коэффициент распределения тепловых потоков.

Введение. Процесс трения в металлополимерных парах трения дисково-колодочных тормозов относится к высокоэнергетическим явлениям. Для его реализации необходимо подвод снаружи большого количества энергии. Трибосистема считается электро- и термодинамически устойчивой, когда она имеет минимальный запас внутренней энергии, то есть при условии $U = \min [1, 2]$. Таким образом, для обеспечения электродинамических, и, как следствие, термодинамических условий работоспособности трибоузла, он должен рассеивать подведенную тепловую энергию так, чтобы материалы фрикционной накладки не достигали допустимой поверхностной температуры. Такое термодинамическое состояние и является критерием стабилизации процесса трения и износа. При этом диссипация энергии протекает через механические, физические и химические процессы, которые происходят в поверхностных и приповерхностных слоях металлополимерных пар трения дисково-колодочного тормоза.

Под действием нормальных импульсных сил, создаваемых удельных нагрузок, развивающихся тормозных моментов между пятнами контактов микровыступов пар трения тормозных устройств происходит следующее:

- импульсное взаимодействие микровыступов поверхностей с генерированием электрических и аккумулярованием тепловых токов с учетом влияния линий тока скоростного поля омывающих сред;
- при различных энергетических уровнях поверхностных и приповерхностных слоев металлополимерных пар трения зарождаются, развиваются и осуществляются процессы и явления в строгой последовательности и с соблюдением переходных процессов, принципов суперпозиции и с возникновением дополнительных эффектов, и при этом закономерности изменения линии тока динамического, электрического, теплового и химических полей во взаимодействии с линиями токов скоростного поля омывающих сред соответствуют волновой природе со смещением по фазе;
- разрушение микровыступов за счет электротермомеханического сопротивления дискретных контактов с разной энергетической активностью микроконденсаторов и -термобатарей с мгновенным их переключением при изменении площадей пятен контактов микровыступов, вызывающие их переполаризацию и

градиент механических свойств, а также темпов проникновения взаимодействующих между собой импульсов электрического и теплового токов, которые способствуют интенсивному износу микровыступов, и которые приводят к дестабилизации динамического коэффициента трения металлополимерных пар трения.

Вторая стадия процесса электротермомеханического трения в трибоспряжении является основной, поскольку в ней осуществляется перераспределение энергии между поверхностными и приповерхностными слоями материалов его пар трения.

Состояние проблемы. В одной из своих многочисленных работ А. В. Чичинадзе методом наложения была получена зависимость для определения средней температуры поверхности при двустороннем трении тормозного диска в конце процесса торможения, имеющая вид

$$t'_2 = t'_1 + t_\xi = \frac{W_T(1 - \alpha_{m.n.})\delta_1}{\lambda_1 A_{a1} \tau_T} \left\{ \left[\frac{2}{3} - \xi(1 - \xi/2) \right] \tau_N + 2Fo_1 \tau_W \right\}, \quad (1)$$

где t'_1 – средняя температура поверхности трения диска при одностороннем подводе теплоты в момент времени $\tau' = \tau_k / \tau_T$ (где τ_k – текущая координата времени)

$$t'_1 = \frac{W_T(1 - \alpha_{m.n.})\delta_1}{\lambda_1 A_{a1} \tau_T} \left[\frac{1}{3} \tau_N + Fo_1 \tau_W \right], \quad (2)$$

где W_T – полная работа торможения; $\alpha_{m.n.}$ – коэффициент распределения тепловых потоков;

$$\alpha_{m.n.} = \left[1 + \frac{\delta_1 \lambda_2 \left(\frac{1}{3} \tau_N + Fo_2 \tau_W \right)}{\delta_2 \lambda_1 \left(\frac{1}{3} \tau_N + Fo_1 \tau_W \right)} \right]^{-1}, \quad (3)$$

$\delta_{1,2}$ – толщина фрикционных элементов; $A_{a1,2}$ – номинальная площадь трения; τ_T – продолжительность торможения; $\lambda_{1,2}$ – коэффициенты теплопроводности; τ_N и τ_W – временные характеристики мощности и работы; $Fo_{1,2}$ – критерии Фурье фрикционных элементов;

$$Fo_{1,2} = a_{1,2} \tau_T / \delta_{1,2}^2, \quad (4)$$

$a_{1,2}$ – коэффициент температуропроводности.

Соотношение номинальной $\delta_{ном}$ и эффективной глубины проникновения теплоты $\delta_{эф}$, определяемое как

$$\delta_{эф} = 1,73 \sqrt{a \tau_T}, \quad (5)$$

оказывает определяющее влияние на взаимодействие тепловых потоков, и, следовательно, на поверхностную температуру при двухстороннем трении.

Если эффективная глубина проникновения теплоты меньше половины толщины фрикционного элемента, т.е. $\xi = \delta_{ном} / \delta_{эф} \geq 2,0$, то тепловые потоки от противоположных сторон диска не будут влиять на среднюю температуру поверхности трения, и она будет определяться согласно зависимости (2).

Если эффективная глубина проникновения теплоты больше половины толщины диска ($\xi < 2,0$), влияние теплового потока от противоположной стороны диска может быть учтено следующим образом.

Принимая, что $\xi = \delta_{ном} / \delta_{эф}$, получаем выражение вида

$$t_\xi = \frac{W_T(1 - \alpha_{m.n.})\delta_1}{\lambda_1 A_{a1} \tau_T} \left[\frac{1}{3} \tau_N - \xi(1 - \xi/2) \tau_N + Fo_1 \tau_N \right]. \quad (6)$$

Предложим, что фрикционные элементы в тормозе нагружены равномерно, т.е. тепловые потоки, генерированные на противоположных сторонах дисков, равны.

Как следует из уравнения (1), средняя температура поверхности тормозного диска при двухстороннем трении в конце торможения по сравнению с односторонним увеличивается в два раза о чем свидетельствуют графические зависимости, приведенные на рис. 1 для четырехдискового тормоза КТ81-3, диски которого изготовлены из серийных фрикционных материалов – металлокерамики ФМК-11 и чугуна ЧНМХ.

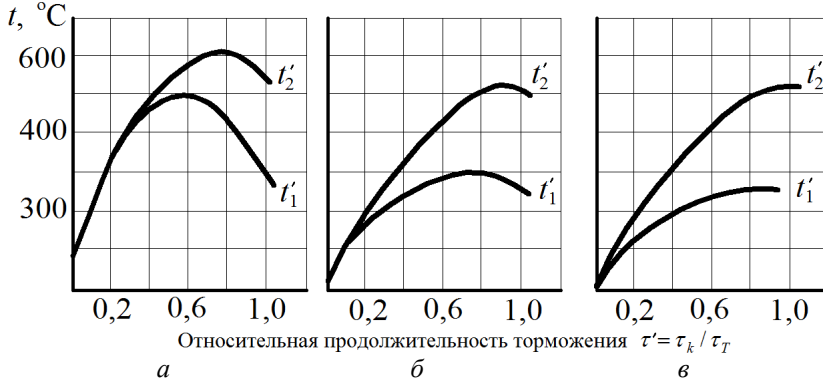


Рис. 1. Закономерности изменения средней температуры поверхности при одностороннем (t'_1) и двухстороннем (t'_2) трении в процессе торможения при:
 $a - \xi = 1,0$; $b - \xi = 0,6$; $v - \xi < 0,4$

Анализ приведенных зависимостей на рис. 1 позволяет констатировать следующее:

- наибольшие температуры поверхности трения наблюдаются при значении $\xi = 1,0$, т.е. при $\delta_{ном} = \delta_{эф}$;
- при уменьшении значения параметра ξ необходим больший промежуток относительного времени торможения для достижения максимальных поверхностных температур;
- максимальные температуры при одностороннем трении достигаются быстрее, чем при двухстороннем во всем диапазоне изменения параметра ξ , поскольку во втором случае встречные тепловые потоки блокируются и при этом гасятся, либо же распространяются вверх и вниз по радиусу диска.

Постановка задачи. В данной публикации рассмотрены следующие вопросы применительно к исследуемой проблеме:

- компоновочные тепловые схемы нагружения дисково-колодочных тормозных устройств;
- определение толщин электротепловых слоев при максимальной энергонагруженности пар трения тормоза;
- снижение энергонагруженности пар трения дисково-колодочного тормоза;
- оптимальное распределение тепловых потоков между парами трения дисково-колодочного тормоза.

Цель работы – теоретическое и конструктивное обоснование распределения тепловых потоков между парами трения дисково-колодочного тормоза для снижения их энергонагруженности.

Компоновочные тепловые схемы нагружения дисково-колодочных тормозных устройств. Решение конкретной температурной задачи электротермомеханического трения в дисково-колодочном тормозе связано с необходимостью выбора тепловой схемы, учитывающей расположение фрикционных накладок колодок по отношению к среднему радиусу беговой дорожки трения тормозного диска, начальные и граничные условия.

Перенос теплоты от поверхности контакта пятен микровыступов пар трения в их глубь осуществляется упругими электротепловыми колебаниями микрочастиц (атомов или молекул) и электротепловым движением электронов и ионов проводимости (рис. 2). Отдельные колебания частиц в физике твердого тела называется фононом. Скорость распространения фононов равна скорости звука.

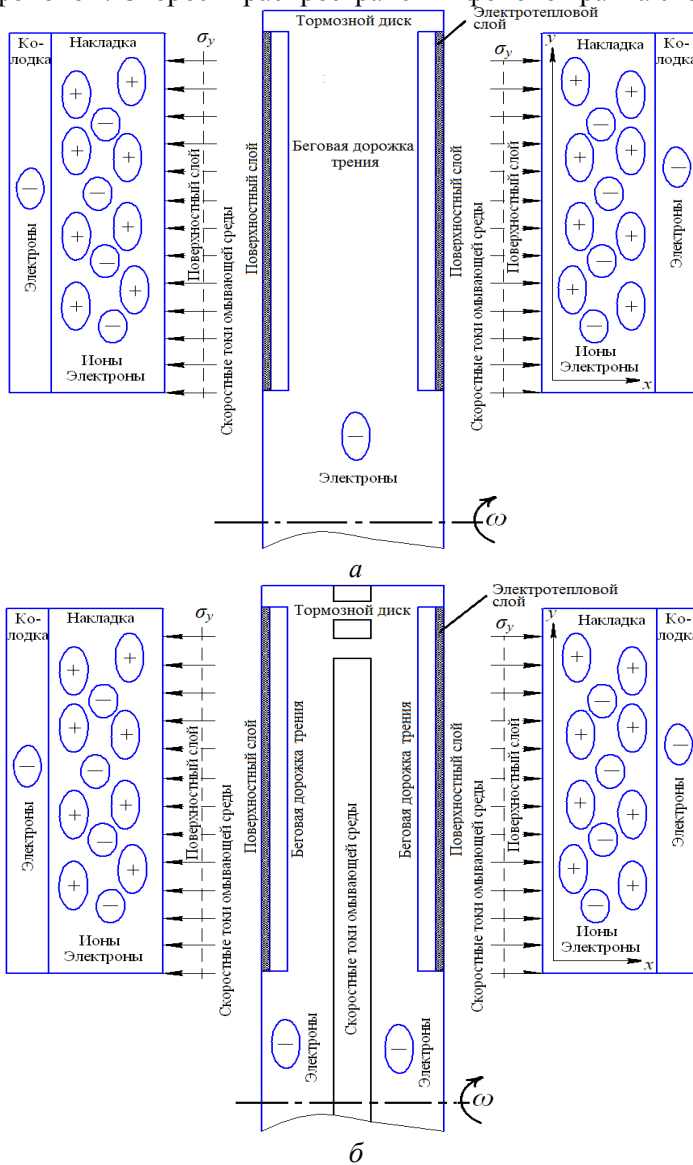


Рис. 2. Электронно-ионная схема трибосистемы дисково-колодочного тормоза с дисками различного типа: а – сплошным; б – самовентилируемым

Однако в начальный момент времени фрикционного взаимодействия пятен контактов микровыступов происходит нагревание электрическими и тепловыми токами, теплота которых концентрируется в тонких поверхностных слоях, а затем происходит распространение тепловых токов вглубь микровыступов и тела тормозного диска с убывающей скоростью.

В табл. 1 представлены тепловые схемы для дисково-колодочных тормоза с различными типами дисков и видами охлаждения.

Распределение тепловых потоков между фрикционно взаимодействующими парами трения тормоза определяется равенством

$$q(\tau) = q_1(\tau) + q_2(\tau), \quad (7)$$

где q_1, q_2 – тепловой поток правой и левой пары трения тормоза за время τ электротермомеханического трения.

В дисковом тормозе коэффициент взаимного перекрытия $K_{\text{вз}} = A_{a1} / A_{a2}$, а значения $q_{1,2}(0, \tau) = -\lambda_{1,2} \frac{\partial t_{1,2}(0, \tau)}{\partial z_{1,2}}$ (где $z_{1,2}$ – координаты по осям, перпендикулярным к поверхностям узлов трения), являются граничными условиями второго рода при решении одномерного уравнения теплопроводности. Значения параметров $A_{a1} = A_{a2} = \pi(R_2^2 - R_1^2)$.

В табл. 1 (поз. 1) приведена тепловая схема, соответствующая трению двух дисков, когда на противоположных сторонах ($z_{1,2} = \delta_{1,2}$ – толщина дисков) дисков приращение объемных температур близки к нулю.

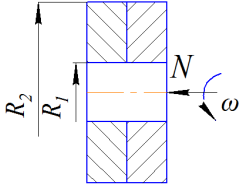
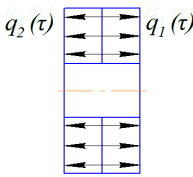
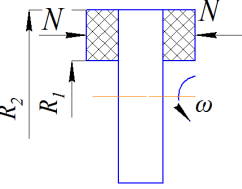
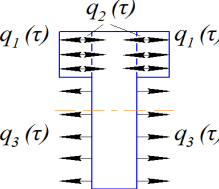
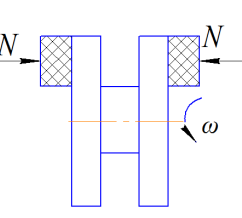
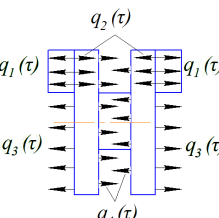
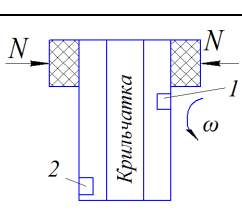
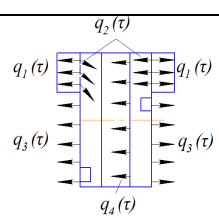
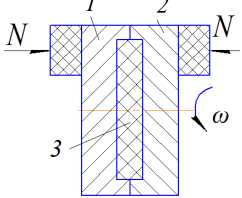
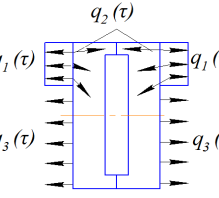
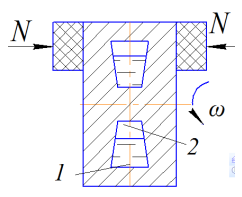
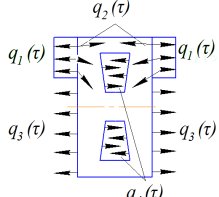
Позиция 2 (табл. 1) соответствует двухстороннему нагреванию сплошного диска. Нагретые беговые дорожки трения имеют полированные поверхности площадью $A_{a1} = A_{a2}$. Интенсивный теплообмен в окружающую среду осуществляется с матовых поверхностей тормозного диска и $q_3(\tau_1) = \alpha_1(\tau_1)[t'_2(0, \tau_2) - t_c]$ (где α_1 – коэффициент теплоотдачи; τ_1 – время вынужденного охлаждения; t'_2, t_c – температуры: поверхностные диска и окружающей среды. В этой симметричной тепловой задаче температура в процессе электротермомеханического трения на начальной стадии имеет минимальное значение и с течением времени повышается.

В самовентилируемом тормозном диске (поз. 3, табл. 1) со сторон $z_2 = h_2$ дисков в окружающую среду направлен тепловой поток $q_4 = \alpha_2[t'_3(\delta_2, \tau_2) - t_c]$ (где α_2 – коэффициент теплоотдачи; τ_2 – время вынужденного охлаждения; t'_3 – поверхностная температура диска). Самовентилируемая матовая площадь поверхности A'_{a2} всегда больше A_{a2} и поэтому имеем $\alpha_2 > \alpha_1$, поскольку полость диска выполнена с развитой поверхностью теплообмена (с отверстиями по касательной к фланцу диска; с отверстиями с ребрами по дуге, которые повторяются; с вентиляционными каналами и с радиационными: выступами с зазором; полуребрами и ребрами; ребрами, которые повторяются и с другими конструктивными решениями). За счет перечисленных особенностей и достигается повышенный эффект охлаждения вынужденной конвекцией и лучеиспускательным теплообменом при взаимодействии внутренних поверхностей диска с циркулирующим в них токами воздушных потоков. Коэффициент взаимного перекрытия пар трения у дисково-колодочных тормозов равен

$$K_{\text{вз}} = \frac{A_{a1}}{A_{a2}} = \frac{l}{2\pi R_{cp}}, \quad (8)$$

Таблиця 1

Расчетные схемы узлов трения дисково-колодочных тормозов

№ п/п	Фрикционные пары	Схемы:	
		узлов трения	тепловые
1.	Диск по диску.		
2.	Фрикционные накладки колодок по торцу: сплошного диска;		
3.	самовентилируемых и охлаждаемых дисков за счет эффектов: вынужденной конвекции;		
4.	вихревого; 1, 2 – отверстия: заборные; отводные;		
5.	кондуктивного; 1, 2 – полудиски с выступами; 3 - теплоизоляционная прокладка;		
6.	«тепловой трубы»; 1, 2 – полости с конфигурацией конфузуров и диффузоров.		

где $A_{a1} = lb$; l , b – длина и ширина фрикционной накладки колодки;

$A_{a1} = 2\pi R_{cp} b$; $b = R_2 - R_1$; R_{cp} – средний радиус беговой дорожки трения диска;

$R_{cp} = 0,5(R_1 + R_2)$.

Рассмотрим определение соотношения между матовой (охлаждаемой) и полированной (нагреваемой) поверхностями различных типов тормозных дисков.

При поверхностных температурах металлических сплошного и самовентилируемого тормозных дисков, изготовленных из различных материалов, превышающих 150..200°C, интенсивность вынужденного конвективного теплообмена резко падает, но возрастает теплообмен лучеиспусканием. Согласно закону Стефана-Больцмана коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием равен [3]:

$$\alpha_{Л} = \frac{C_{Л} \left[\left(\frac{T_n}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right]}{T_n - T_c}, \quad (9)$$

где T_n – температура нагревания поверхностей сплошного и самовентилируемого тормозных дисков, К; T_c – температура окружающей среды, К; $C_{Л}$ – коэффициент излучения, Вт/(м²К⁴).

Необходимо отметить, что коэффициенты излучения матовой и полированной поверхностей для чугуна и стали имеют разные значения. По величине отношения коэффициентов излучения матовой поверхности к полированной, которая должна быть равна отношению площадей этих поверхностей, можно судить о наступлении их установившегося теплового состояния. В виде соотношений получаем: для дисково-колодочного тормоза (тормозные диски изготовлены из чугуна) при $C_{Лм}/C_{Лп}=3,748/1,134=3,3$

сплошной диск	самовентилируемый диск
$\frac{A_{охл}}{A_{нагр}} = \frac{0,105}{0,03} = 3,5;$	$\frac{\sqrt[3]{A_{охл}}}{A_{нагр}} = \frac{\sqrt[3]{0,45}}{0,03} = 3,71.$

В данном случае рассматриваются площади поверхностей теплообмена сплошного и самовентилируемого дисков тормоза, смонтированных на балке переднего моста автобуса А-172. Процентное расхождение между полученными величинами отношений для различных типов тормозных дисков составляет: для первого случая – 6,0%, для второго – 12,3%, что является хорошим результатом для подобных расчетов.

Таким образом, на основании расчетно-экспериментальных данных установлена взаимосвязь между излучательной способностью матовых и полированной поверхности и их площадями в дисково-колодочном тормозе при использовании в нем сплошных и самовентилируемых дисков.

Аналитические методы определения поверхностной температуры в трибосопряжении в процессе электротермомеханического трения представляют большой интерес при оценке теплового режима работы пары трения «металл-полимер» тормозных устройств. В таких случаях необходимо дать ответ на вопрос: «Работает рабочая поверхность фрикционной накладки в интервале температур ниже или выше допустимой для ее материалов».

Второй важной задачей является распространение аккумулируемой теплоты вглубь металлического фрикционного элемента. В случае та называемого двухстороннего электротермомеханического трения [4; 5], как, например, в дисково-колодочных тормозах подъемно-транспортных, дорожных и строительных машин, а также транспортных средств, когда тепловые потоки аккумулируемые одновременно на двух противоположных поверхностях беговых дорожек трения сплошного

или самовентилируемых дисков, распространяются в них навстречу друг другу и поэтому необходимо учитывать взаимодействие этих тепловых потоков.

На рис. 3 проиллюстрированы схемы фрикционного взаимодействия пар трения дисково-колодочного тормоза со смещенными колодками с накладками по отношению к беговой дорожке трения сплошных дисков. Проанализируем представленные схемы с учетом фланца с точки зрения их энергонагруженности, возникающих температурных градиентов, и как следствие, температурных напряжений в теле тормозных дисков:

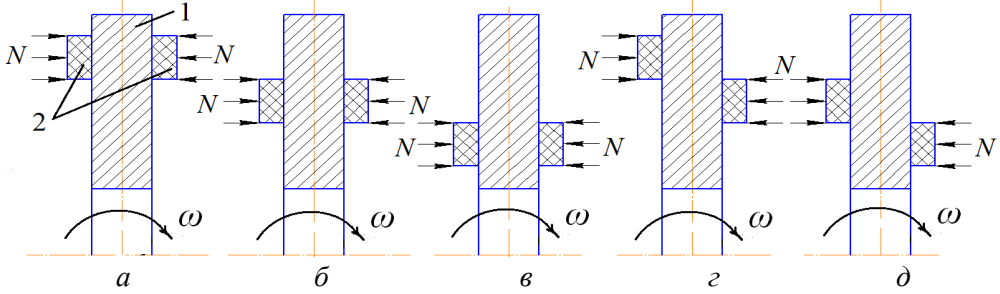


Рис. 3. Схемы фрикционного взаимодействия пар трения дисково-колодочного тормоза со смещением накладок по отношению к боковым поверхностям диска: *a, б, в* – параллельным; *z, д* – последовательным; 1 – тормозной диск; 2 – фрикционные накладки; N – усилие нажатия; ω – угловая скорость диска

– металлоемкость фланца диска намного больше нежели самого диска и поэтому чем дальше от фланца будут расположены беговые дорожки трения диска, тем больше будет температурный градиент между ними, а следовательно, будет расти напряженно-деформированное состояние участка между радиусами «нижней окружностью беговой дорожки трения диска – окружностью сопряжения диска с фланцем»;

– из-за того, что тепловые потоки, генерируемые на правой стороне диска, сильнее и быстрее перетекают во фланец (при условии, что фланец также находится справа) нежели тепловые потоки с левой стороны, правая часть охлаждается быстрее, и, следовательно, сжимается, что ведет к прогибу диска вправо и, как следствие, возникают дополнительные напряжения;

– при расположении накладок колодок последовательно (рис. 3, *z, д*) встречные тепловые потоки огибаются и протекают кондуктивно во все тело тормозного диска, что способствует лучшему его прогреву, и, как следствие, возникновению меньших температурных градиентов;

– из-за последовательного размещения тормозных колодок в диске образуется изгибающий момент, что ведет к прогибу диска по его радиусу, поэтому следует учитывать этот фактор при оценке напряженно-деформированного остояния тормозного диска.

Определение толщин электротепловых слоев при максимальной энергонагруженности пар трения тормоза. Толщины электротепловых пятен контактов микровыступов дисково-колодочного тормоза играют существенную роль в формировании их удельного электротермического сопротивления.

В начальные моменты времени электротермомеханическое трение носит импульсный характер и поэтому тормозной диск не успевает прогреться на всю толщину. В парах трения, имеющих материалы с различными коэффициентами теплопроводности $\lambda_1 \gg \lambda_2$ в конце торможения $t_1(\delta_1, \tau_T) = t_2$ (где t_1, t_2 – темпера-

туры поверхностного слоя с толщиной δ_1 беговой дорожки трения в начале и в конце торможения за время τ_T). При этом приращения объемных температур в слоях $z_{1,2} = \delta_{1,2}(\tau)$ пренебрежимо малы по сравнению с приращением температур на поверхности беговой дорожки трения сплошного тормозного диска.

Таблица 2

Расчетные зависимости для определения соотношения $\frac{t_{1,2}(\delta_{1,2}, \tau)}{t_{1,2}(0, \tau) - t_c}$

Наименование зависимости	Общий вид
Одномерное управление теплопроводности при импульсном подводе теплоты к парам трения при условиях:	$\frac{\partial t_1}{\partial \tau} = a_1 \frac{\partial^2 t_1}{\partial z_1^2};$ (10)
начальном;	$t_1(\infty, \tau) = t_c;$ (11)
граничных.	$q_1(0, \tau) = -\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial z_1} = q_1 = const,$ (12) $\frac{\partial t_1(\infty, \tau)}{\partial z_1} = 0;$ (13)
Решение линейного уравнения при заданных условиях позволяет получить температурное распределение при приращении объемной температуры в слоях $z_{1,2} = \delta_{1,2}(\tau)$	$t_{1,2}(\delta_{1,2}, \tau) - \frac{2q_{1,2}\sqrt{a_{1,2}\tau}}{\lambda_{1,2}} \operatorname{ierfc} \frac{\delta_{1,2}}{2\sqrt{a_{1,2}\tau}};$ (14)
На поверхности беговой дорожки трения диска при $z_{1,2} = 0$ получаем	$t_{1,2}(0, \tau) - t_c \frac{2q_{1,2}\sqrt{a_{1,2}\tau}}{\lambda_{1,2}\sqrt{\pi}};$ (15)
Принимая для уравнения (14), что $\delta_{1,2} = k_1\sqrt{a_{1,2}\tau}$ получаем	$t_{1,2}(\delta_{1,2}, \tau) - \frac{2q_{1,2}\sqrt{a_{1,2}\tau}}{\lambda_{1,2}} \operatorname{ierfc} \frac{k_1}{2};$ (16)
Поделив левые и правые части зависимостей (16) и (15) получаем	$\frac{t_{1,2}(\delta_{1,2}, \tau)}{t_{1,2}(0, \tau) - t_c} = \sqrt{\pi} \operatorname{ierfc} \frac{k_1}{2}.$ (17)

Таблица 3

Значение функции $\operatorname{ierfc} k_1/2$ в зависимости от $k_1/2$

$k_1/2$	0	0,2	0,5	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
$\operatorname{ierfc} k_1/2$	0,5642	0,3866	0,1996	0,0912	0,0503	0,0260	0,0127	0,0058

Таблица 4

Значение k_1 при отношениях $\frac{t_{1,2}(\delta_{1,2}, \tau)}{t_{1,2}(0, \tau) - t_c}$, изменяющихся от 0,01 до 0,25

$\frac{t_{1,2}(\delta_{1,2}, \tau)}{t_{1,2}(0, \tau) - t_c}$	0,01	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25
k_1	3,20	2,40	1,94	1,69	1,44	1,28

В зависимости (14) использовано обозначение: $a_{1,2}$ – коэффициент теплопроводности материалов пары трения; $a_{1,2} = \lambda_{1,2} / (c_{1,2} \rho_{1,2})$, где $c_{1,2}$, $\rho_{1,2}$ – удельная теплоемкость и плотность материалов пары трения.

Если принять $\frac{t_{1,2}(\delta_{1,2}, \tau) - t_c}{t_{1,2}(0, \tau) - t_c} = 0,01$, т.е. приращение объемной температуры в слое $z_{1,2} = \delta_{1,2}$ составляет 1,0% от приращения температуры на поверхности трения при $k_1 = 3,2$.

Таким образом, толщину теплового слоя на поверхности беговой дорожки трения определяется по зависимости вида

$$\delta_{1,2}(\tau) = 3,2 \sqrt{a_{1,2} \tau}. \quad (18)$$

Что касается толщины электрического слоя, возникающего на беговой дорожке трения тормозного диска, то она определяется по зависимости вида [6]

$$\delta'_2(\tau) = 0,05 \sqrt{\rho_3 / (v \mu)}, \quad (19)$$

где ρ_3 – удельное электрическое сопротивление, $(\text{Ом} \cdot \text{мм}^2)/\text{м}$; v – частота колебаний микровыступов, с^{-1} ; μ – относительная магнитная проницаемость материалов микровыступов.

В табл. 5 представлены результаты расчетов электротепловых слоев беговой дорожки трения пары трения «СЧ15 – ФК-24А» с ее максимальной энергонагруженностью.

Таблица 5

Результаты расчетов электротепловых слоев беговой дорожки трения пары трения «СЧ15 – ФК-24А» дисково-колодочного тормоза

Толщины электро-тепловых слоев, мм:		Время импульсного электрического и теплового токов, $\tau \cdot 10^{-4}$, с							
		1,0	3,0	5,0	7,0	9,0	11,0	13,0	15,0
наклад- дки	δ_1	0,025	0,043	0,055	0,066	0,074	0,082	0,089	0,096
	δ_2	0,094	0,163	0,211	0,249	0,283	0,313	0,340	0,365
диска	δ'_2	0,013	0,023	0,026	0,031	0,033	0,035	0,034	0,037

На основании полученных данных, приведенных в табл. 5 представляется возможным сделать следующие выводы:

- с увеличением времени действия импульсных электрических и тепловых токов толщина электротепловых слоев также увеличивается;
- из-за меньшего коэффициента теплопроводности материалов накладки чем материала диска, толщина теплового слоя в накладке в среднем на 26% меньшая;
- при сравнении электрических и тепловых слоев видно, что толщина теплового слоя на порядок выше, чем толщина электрического.

Снижение энергонагруженности пар трения дисково-колодочного тормоза. Снижение поверхностных температур пар трения дисково-колодочного тормоза достигается за счет вынужденного охлаждения потоками циркулирую-

шего воздуха в камерах вихревой трубы, в результате которой происходит перераспределение энергии в потоке воздуха и он делится на горячую и холодные части. Последняя и обеспечивает эффективное охлаждение тела тормозного диска (табл.1, поз. 4).

Дисково-колодочный тормоз с охлаждением типа «вихревая труба» содержит вращающийся комбинированный тормозной диск со ступицей, над которой по окружности расположены заборные отверстия, суппорт, фрикционные накладки на тормозных колодках и вихревые трубы, смонтированные с нерабочей стороны правого и левого тормозных дисков, связанных между собой болтовым соединением, отличающийся тем, что зона левой вихревой трубы отделена от зоны правой вихревой трубы запирающим кольцом, а в конструкции вихревых труб входят крыльчатки, которые в их средней части посажены на подшипники качения и разделены между собой дроссельной шайбой и камерой *A*, и при этом в правом и левом диске выполнены круговые трапециевидальные выемки, сужающиеся к их торцам, а на правой крыльчатке в верхней ее части расположен направляющий конус, образующий с круговой трапециевидальной выемкой правого диска камеру *B*, соединенную с камерой *A*, а торец левой крыльчатки с круговой трапециевидальной выемкой в диске и запирающим кольцом образуют камеру *B*, которая соединена с отводными отверстиями, выполненными в торце левого диска.

Ограничение нагревания дисков дисково-колодочных тормозов является одной из наиболее существенных задач их правильного расчета и конструирования. Понижение температуры, а следовательно, и поверхностных температурных градиентов может быть достигнуто за счет снижения металлоемкости тормозного диска путем его разделения пополам и изготовлением одного из полудисков из материалов с хорошими теплоотводящими свойствами (красная медь, алюминий и др.). Однако прямая замена стального или чугунного диска на медный или алюминиевый нежелательно из-за низкой износостойкости этих металлов. Поэтому целесообразно изготавливать тормозные диски биметаллическими. В табл. 1 (поз. 5) показан биметаллический тормозной диск в составе дисково-колодочного тормоза. Особенностью биметаллического диска является то, что он состоит из полудисков *1* и *2* с выступами. Полудиск *2* выполнен из алюминия. Между полудисками *1* и *2* с выступами расположена жесткая теплоизоляционная прокладка *3*. Полудиски *1* и *2* соединены между собой специальными винтами по окружностям (на поз. 5 не показаны).

Биметаллический диск в составе дисково-колодочного тормоза работает следующим образом. При фрикционном взаимодействии накладок *1* с беговыми дорожками трения полудисков *1* и *2* аккумулируется одинаковое количество теплоты в их теле. За счет хорошей теплопроводности полудиска *1* через его выступы путем кондуктивного теплообмена будет передаваться в тело полудиска *2* до тех пор, пока их энергонагруженность не выровняется. Кроме того, наличие двух полудисков *1* и *2* позволит им быстрее прогреваться. Это обстоятельство будет способствовать снижению как поверхностных, так и объемных градиентов в полудисках *1* и *2* по сравнению со сплошными (серийным) тормозным диском.

Понижение энергонагруженности тормозного диска может быть достигнуто путем интенсификации его охлаждения за счет эффекта «тепловой трубы». Последний относится к принудительному конденсационно-испарительному жидкостному охлаждению.

Дисково-колодочный тормоз с охлаждением «тепловая труба» (табл. 1, поз. б) имеет фрикционные накладки, которые с помощью импульсных нормальных усилий N , прижимаются к беговым дорожкам трения диска. В теле тормозного диска выполнены в вертикальной и горизонтальной плоскости отверстия с конфигурацией диффузоров 1 и конфузоров 2. Полости и являются охлаждающими устройствами, выполненными в виде тепловых труб с зонами конденсации и испарения.

Заправку полостей и теплоносителем на 2/3 их объемов производят поочередно через заливное отверстие (в табл.1, на поз. б не показаны), после чего оставшийся объем полостей вакуумируют и герметизируют пробкой.

В процессе торможения дисково-колодочным тормозом на беговой дорожке трения диска аккумулируется теплота, значительная часть которого поглощается его телом. Это вызывает испарение и конденсацию теплоносителя, находящегося в полостях тепловой трубы диска. При попадании теплоносителя в верхнюю часть тормозного диска (под беговую дорожку трения), т.е. в зону испарения, он нагревается и испаряется. В дальнейшем за счет создаваемого перепада давлений между зонами испарения и конденсации, а также различных переменных сечений полостей, имеющих конфигурации диффузоров и конфузоров, теплоноситель из зоны испарения поступает в зону конденсации из-за центробежных сил, возникающих при вращении диска. Соотношение вертикальных сечений полостей (тепловой трубы) 1:2 обеспечивает необходимое количество жидкого теплоносителя в зоне конденсации для смачивания зоны испарения тепловой трубы под действием центробежных сил. Кроме того, соотношение вертикальных сечений тепловой трубы предотвращает срывание ее на наличие на беговых стенках полостей) под действием центробежных сил.

После завершения процесса торможения действие эффекта «тепловой трубы» на энергосостояние тормозного диска не прекращается до тех пор пока не наступит его тепловое установившееся состояние. При этом необходимо не сбрасывать со счетов вынужденное воздушное охлаждение боковых и торцевых поверхностей тормозного диска.

Оптимальное распределение тепловых потоков между парами трения дисково-колодочного тормоза. Повышение поверхностной температуры на пятнах контактов микровыступов пар трения тормоза, которое связано с циркулирующими электротепловыми токами, оказывает влияние на параметры электротермомеханического трения и износа, а также вызывает дополнительные напряжения в зоне сопряжения нижней части тормозного диска с его фланцем из-за больших поверхностных температурных градиентов.

На рис. 3, а приведена термограмма тормозного диска при фрикционном взаимодействии со смещенными фрикционными накладками. Остановимся на циркуляции тепловых потоков в тормозном диске и его фланце. Как видно из рис. 3, б тепловые потоки разделяются на две части (в тепловой схеме со смещенными фрикционными накладками колодок по отношению к рабочим поверхностям (беговым дорожкам трения) тормозного диска:

– первая часть тепловых потоков, которые образовались от фрикционного взаимодействия правой накладки и диска, в большей степени кондуктивно перетекают в левую часть диска и конвективно омываются скоростными потоками воздуха; меньшая их часть встречается с тепловыми потоками от левой накладки и вместе с ними кондуктивно протекают в горизонтальную, а потом и в вертикальную составляющие фланца тормозного диска.

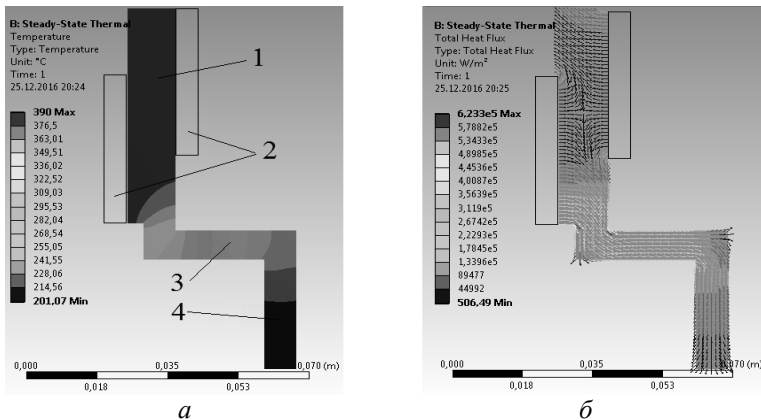


Рис. 3. Термограмма (*a*) и распределение тепловых потоков (*б*) в теле сплошного тормозного диска автомобиля ВА3-2110 при смещенном размещении тормозных накладок по радиусу: 1 – тормозной диск; 2 – фрикционные накладки колодок; 3, 4 – составляющие фланца: горизонтальная; вертикальная

– что касается вторых тепловых потоков, образовавшихся от фрикционного взаимодействия левой накладки и диска, то уже было сказано, что большая их часть перетекает во фланец; меньшая их часть встречается с правыми тепловыми токами и они кондуктивно перемещаются вместе в левую часть тормозного диска, где конвективно выводятся в окружающую среду.

Для исследования механических и тепловых напряжений использовался метод конечно-элементного моделирования с помощью программы Ansys Workbench, в которой рассматривался фрикционный узел «диск-накладки» со следующими исходными конструктивными и эксплуатационными параметрами: материал тормозного диска – СЧ15, удельная нагрузка составляла $p=4,0\text{ МПа}$, поверхностная температура $t_n=390^\circ\text{C}$, температура окружающей среды $t_0=22^\circ\text{C}$, материал фрикционной накладки ФК-24А, допустимая температура материалов накладки 390°C .

Одним из основных преимуществ данного расположения накладки является компенсация деформации тормозного диска в сторону фланца, возникающая от действия тепловых нагрузок, при которых правая часть тормозного диска намного быстрее кондуктивно охлаждается (и, следовательно, сжимается) вследствие перемещения тепловых потоков в его фланец.

В данном варианте размещения фрикционных накладок колодок на тормозном диске (смещенном по радиусу диска, рис. 5) следует отметить следующее применительно к зонам действия различных видов напряжений:

механических (рис. 5, *a*)

– из-за данного варианта размещения накладок по радиусу диска возникает изгибающий момент, направленный против часовой стрелки, который прогибает весь диск также против часовой стрелки; вследствие этого верхние слои горизонтальной составляющей фланца диска растягиваются, а нижние – сжимаются, и поэтому образуются две зоны с максимальными механическими напряжениями (соответственно, зона I – 290,3 МПа; зона II – 304,7 МПа);

– сам тормозной диск, естественно, также прогибается (растягивается в правой части и сжимается в левой), образуя тем самым две зоны больших механических напряжений (соответственно, зона III – 108,3 МПа; зона IV – 128,2 МПа);

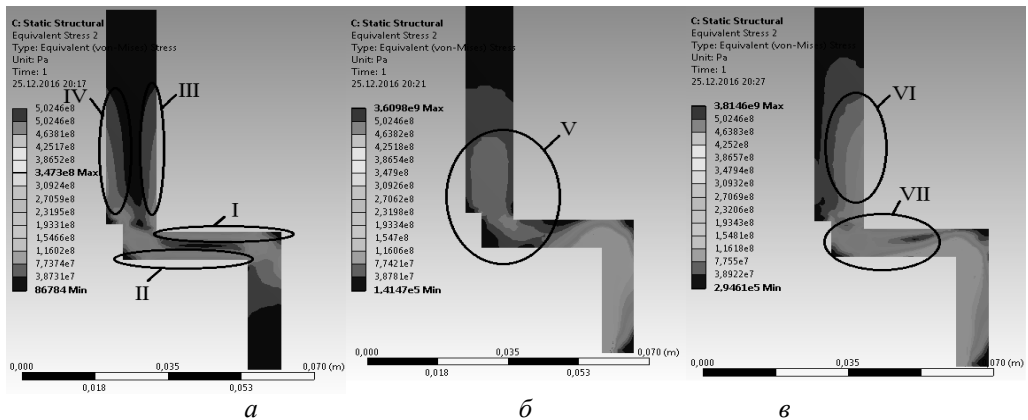


Рис. 4. Моделирование напряжений: *а* – механических; *б* – температурных; *в* – суммарных, развивающихся в сплошном тормозном диске переднего механизма автомобиля ВАЗ-2110 при смещенном расположении фрикционных накладок по радиусу диска

температурных (рис. 5, *б*)

– вследствие сильного прогрева тормозного диска (см. рис. 3, *а*) и наличия переходных поверхностей тормозного диска, являющиеся концентраторами напряжений, возникает зона больших температурных напряжений (зона V – 162,3 МПа);

суммарных (механические + температурные) (рис. 5, *в*)

– возникают два явно выраженных очага напряжений (зона VI – 189,4 МПа и зона VII – 316,4 МПа) также, как и при рассмотрении механических напряжений, с той разницей, что эти зоны усиливает и зона температурных напряжений.

Выводы. Таким образом, на основании теоретических исследований энергонагруженности пар трения дисково-колодочных тормозов предложены методы и средства ее снижения.

Список литературы

1. Балакин В. А. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения / В. А. Балакин, В. П. Сергиенко. – Гомель: ИММС НАНБ, 1999. – 220с.
2. Вольченко А. И. Тепловой расчет тормозных устройств / А. И. Вольченко. – Львов: Высш. шк. Из-во при Львов. ун-те, 1987. – 136с.
3. Пат. 2594044 С1 РФ F16D 65/12, F16D 65/84. Способ определения площадей поверхностей металлических дисков при различной их энергоемкости в дисково-колодочных тормозных устройствах / П. С. Красин, Н.А. Вольченко, Г. С. Гудз, Д. Ю. Журавлев, А. В. Возный, И. Я. Захара; заявитель и патентообладатель Кубанский гос. техн. ун-т. - №2015122732/11; заявл. 11.06.2015. опублик. 10.08.2016, Бюл. №22. – 15с.
4. Мышкин Н. К. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии / Н. К. Мышкин, М. И. Петроковец. – М.: Физматлит, 2007. – 368с.
5. Болдырев Д. А. Повышение работоспособности и ресурса пары трения «тормозной диск-колодка»: дисс. ... канд. техн. наук: 05.16.01 / Болдырев Денис Алексеевич. – Тольятти, 2004. – 156с.
6. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов транспортных средств / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, А. В. Возный [и др.]. Стандарт. – Баку: «Апострофф», 2016. – 272с.

А. В. ВОЗНИЙ, В. С. ВИТВИЦЬКИЙ, О. Б. СТАДНИК

ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНІСТЬ ПАР ТЕРТЯ В ДИСКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМІВНИХ ПРИСТРОЯХ

У матеріалах статті наведено критичний аналіз енергонавантаженості поверхневих і приповерхневих шарів пар тертя дисково-колодкових гальм, на підставі якого досягнуто оптимальний розподіл теплових потоків між елементами їх фрикційних вузлів. Знижено енергонавантаженисть останніх за рахунок охолодження за допомогою ефектів: кондуктивного, вихрового і теплової труби.

Ключові слова: дисково-колодке гальмо, пара тертя «бігова доріжка диска-фрикційна накладка», поверхневий і приповерхневий шари, енергонавантаженисть, компоновочна схема пар тертя, глибина проникнення теплоти, коефіцієнт розподілу теплових потоків.

Возный Андрей Владимирович – канд. техн. наук, старший научный сотрудник Научно-исследовательского института нефтегазовой энергетики и экологии, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 03422 4 51 14, факс: +38 03422 4 00 89, E-mail: anarki1@i.ua.

Витвицкий Василий Степанович – аспирант кафедры механики машин, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 0342 72 71 47, E-mail: vutvytskyi.v.s@gmail.com.

Стадник Олег Богданович – аспирант кафедры механики машин, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 0342 72 71 47, E-mail: mechmach@nung.edu.ua.

A. V. VOZNYI, V. S. VYTVYTSKY, O. B. STADNYK

ENERGYLOADING OF THE FRICTION PAIRS IN THE DISC BRAKING DEVICES

The process of friction in metal-polymer friction pairs of disk brakes refers to the high-energy phenomena. For its realization need to supplies large amounts of energy from the outside. For the electrodynamic, and as a result, thermodynamic conditions efficiency of the tribounit, it must dissipate elevated heat so that the friction pad's material does not reach the allowable surface temperature. This thermodynamic state is a criterion for the stabilization of friction and wear processes.

In this article is shown critical analysis of energyloading of the surface and subsurface layers of friction pairs of disk brakes, on which achieved an optimal distribution of heat flow between the elements of friction units. We've reduced energyloading of friction units by using cooling effects: conductive, vortex and heat tube.

We've consider the following questions: thermal scheme of loading of the disc braking devices; determination of thickness for electric and thermal layers during maximum of energyloading of the brake's friction pairs; reduction of the energyloading of the friction pairs of the disc brakes; optimal distribution of heat flows between friction pairs of the disc brake.

Keywords: disc brakes, friction pair "treadmill of the disc-brake pads", surface and subsurface layers, energyloading, the scheme of friction pairs, the depth of the penetration of heat, distribution coefficient of thermal flows.

References

1. Balakin V. A. Teplovye raschety tormozov i uzlov trenija / V. A. Balakin, V. P. Sergienko. – Gomel': IMMS NANB, 1999. – 220s.
2. Vol'chenko A. I. Teplovoj raschet tormoznyh ustrojstv / A. I. Vol'cheno. – L'vov: Vyssh. shk. Iz-vo pri L'vov. un-te, 1987. – 136s.
3. Pat. 2594044 S1 RF F16D 65/12, F16D 65/84. Sposob opredelenija ploshhadej poverhnostej metallicheskih diskov pri razlichnoj ih jenergoemkosti v diskovo-kolodochnyh tormoznyh ustrojstvah / P. S. Krasin, N.A. Vol'chenko, G. S. Gudz, D. Ju. Zhuravlev, A. V. Voznyj, I. Ja. Zahara; zajavitel' i patentoobladatel' Kubanskij gos. tehn. un-t. - №2015122732/11; zajavl. 11.06.2015. opubl. 10.08.2016, Bjul. №22. – 15s.
4. Myshkin N. K. Trenie, smazka, iznos. Fizicheskie osnovy i tehniczeskie prilozhenija tribologii / N. K. Myshkin, M. I. Petrokovec. – M.: Fizmatlit, 2007. – 368s.
5. Boldyrev D. A. Povyshenie rabotosposobnosti i resursa pary trenija «tormoznoj disk-kolodka»: diss. ... kand. tehn. nauk: 05.16.01 / Boldyrev Denis Alekseevich. – Tol'jatti, 2004. – 156s.
6. Proektnyj i proverochnyj raschet frikcionnyh uzlov barabanno- i diskovo-kolodochnyh tormozov transportnyh sredstv / A. H. Džhanahmedov, A. I. Vol'chenko, A. V. Voznyj [i dr.]. Standart. – Baku: «Apostroff», 2016. – 272s.