

УДК 629-413-592.112

DOI: 10.15276/pidtt.2.63.2020.08

Вольченко А. И.¹, Скрыпнык В. С.¹, Вольченко Н. А.², Витвицкий В. С.¹, Насирова Н. Н.³

¹ *Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа*

² *Кубанский государственный технологический университет, г. Краснодар*

³ *Азербайджанская авиационная академия, г. Баку*

КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН МОКРЫХ ПАР ТРЕНИЯ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Аннотация. В материалах статьи рассмотрена свободная и вынужденная конвекция слоев воды, находящейся в каналах между микровыступами поясов трения сплошных и самовентилируемых дисков тормозов транспортных средств. Определены силы, действующие в слоях воды. Введены новые понятия динамично-термический и термо-динамический слои. На основе разработанной тепловой модели дисковых тормозов двух типов оценены их теплопередающие способности при сухих и мокрых парах трения.

Ключевые слова: *транспортное средство, дисково-колодочный тормоз, тормозной диск, пояс трения, фрикционная накладка, свободный и вынужденный конвективный теплообмен.*

Введение. Фрикционные узлы дисково-колодочных тормозов транспортных средств работают в тяжелых условиях, которые характеризуются высокими скоростями скольжения, продолжительным действием импульсных удельных нагрузок. Износ-фрикционные свойства пар трения тормозов зависят от термодинамических параметров среды, в которой они эксплуатируются. В сырую погоду такой средой является влажный воздух, при сильном дожде – капли и струи воды, попадающей на полированные и матовые поверхности тормозных дисков. При таких условиях необходимо снижать скорость движения транспортного средства, чтобы при торможении вписаться в регламентированный тормозной путь. Это вызвано тем, что резко падает прижимное усилие фрикционных накладок к поясам трения диска, а, следовательно, и удельные нагрузки, динамический коэффициент трения и тормозной момент. Количество влаги, попадающей на поверхности трения

дисково-колодочных тормозов по осям и бортам транспортных средств, разное.

Состояние проблемы. Противоречивые данные о влиянии орошающей диски воде на износо-фрикционные свойства дисковых тормозов транспортных средств, а также полученные различными авторами закономерности изменения основных эксплуатационных параметров мокрых пар трения дисково-колодочных тормозов указывают на то, что проблема повышения надежности указанных тормозных механизмов не решена.

Установлено, что толщина водяного слоя, образовавшегося на поясе трения сплошного диска тормоза переднего колеса транспортного средства, зависит от [2, 3, 4]:

– скорости скольжения пар трения: толщина водяного слоя резко падает, а затем квазистабилзируется в связи с ростом удельных нагрузок в них;

– интенсивности атмосферных осадков: при сильном и слабом дожде толщина водяного слоя отличается в 2,0 – 2,5 раза;

– удельных нагрузок: при увеличении контактных нагрузок снижается влияние вязкости пленки воды на динамический коэффициент трения, поскольку слой воды расплющивается по обе стороны от радиусов поясов трения диска;

– величины среднего радиуса пояса трения: толщина водяного слоя уменьшается с увеличением радиуса пояса трения вследствие возрастания центробежных сил.

По данным И. В. Крагельского характер и интенсивность износа зависит от влажности воздуха. При 5 %-ной влажности частицы износа очень мелкие, темно-серого цвета (вероятно, Fe_2O_3), содержание металлических частиц мало. При влажности 50% и выше мономолекулярный слой воды полностью покрывает поверхность диска, при трении образуется серая металлическая пыль. Установлено, что при работе пар трения в воздухе с влажностью до 50% частицы их износа содержат в основном окислы металла.

Испытания в вакууме показали, что пары воды, внесенные в вакуумированную камеру, почти не влияют на состав частиц износа. Продукты износа представляют собой металлические частицы, перемешанные с серо-черной пудрой (Fe_3O_4).

Недостатком указанных исследований является то, что в них не рассмотрено влияние свободной и вынужденной конвекции при орошении водой незащищенных пар трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств.

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

- обоснование расчетной схемы для определения интенсивности теплообменных процессов металлического элемента трения;
- влияние свободной и вынужденной конвекции на интенсивность теплообменных процессов;
- результаты расчета теплообменных процессов;

Цель работы – оценить интенсивность теплообменных процессов в мокрых парах трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств.

Обоснование расчетной схемы для определения интенсивности теплообменных процессов металлического элемента трения.

В тормозных устройствах динамическую нагрузку несут ободья тормозных барабанов и шкивов (рис. 1 а) и левая сторона сплошных и самовентилируемых тормозных дисков (рис. 1 б). На правой стороне диска расположен фланец, увеличивающий ее металлоемкость. Тепловой поток в любом тормозном диске направлен слева направо. В расчетных схемах динамической и тепловой нагруженности ободов барабана и шкива, а также левую сторону сплошного и самовентилируемого диска представляем в виде пластины. Для нее оценим напряженное состояние, а также интенсивность свободного и вынужденного теплообмена.

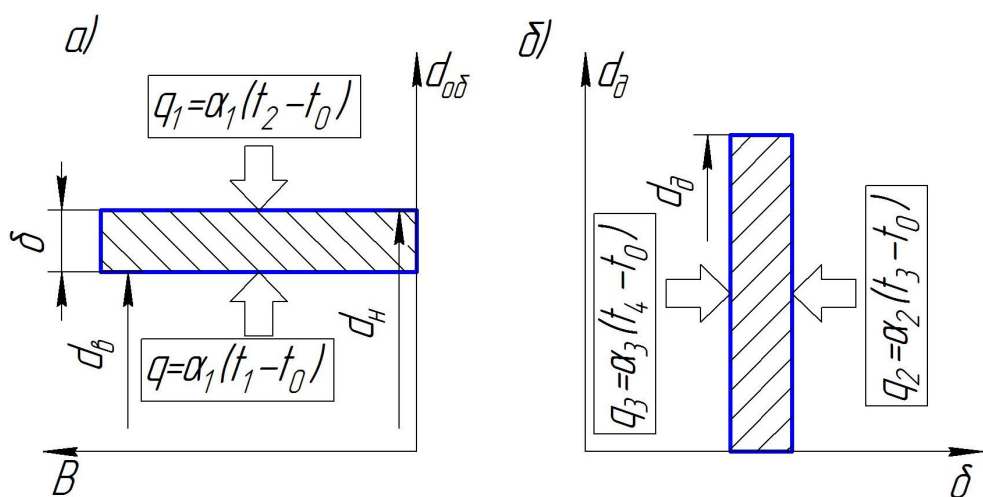


Рис. 1 а, б – Расчетные схемы металлических элементов трения и направления тепловых потоков, генерируемых на их рабочих

поверхностях:

a – рабочие поверхности обода шкива и барабана; b – поверхности сплошного диска

На рис. 1 a, b использованы следующие условные обозначения: d_e, d_n, d_d – диаметры: внутренний барабана; наружный шкива; сплошного диска; B, δ – ширина и толщина пластины; q_i – тепловые потоки; t_i, t_0 – температуры поверхностей; t_0 – температура окружающей среды.

Влияние конвекции на интенсивность теплообменных процессов:

свободной

Моделирование процессов, происходящих в мокрых парах трения дисково-колодочных тормозов грузовых транспортных средств, производилось на тормозном стенде с учетом правил подобия: процессы на модели должны быть той же физической природы, что и в натуральных условиях; условия однозначности для процессов на модели в натуральных условиях должны быть подобными; безразмерные комплексы (критерии), составленные из размерных величин, входящих в описание условий однозначности, должны быть равны или изменяться в одинаковых пределах.

Для оценки интенсивности конвективного теплообмена рассмотрено свободное движение омывающей среды вдоль нагретой поверхности пояса трения диска (рис. 2 a), расположенного вертикально в неограниченном объеме подвижной среды.

Наблюдения показывают, что по нагретой поверхности пластины сверху вниз движется достаточно тонкий слой воды, остальная его часть неподвижна. Этот слой свободной конвекции воды рассматриваем как пограничный.

Отличие физической модели слоя свободной конвекции от модели пограничного слоя, возникающего в струйках воды и на поверхности тела, заключается в следующем. В поперечном сечении слоя воды на эпюре скорости должен быть максимум, обусловленный эффектом прилипания воды на поверхности пластины, с одной стороны, и условием неподвижности воды в окружающей среде, с другой его стороны.

Аналогично динамическо-термическому слою на поверхности пластины возникает и термо-динамический слой, в котором температура воды монотонно убывает от значения T_u на поверхности теплообмена до температуры T_e окружающей среды. Следовательно, подобия полей скоростей и температур в сечениях слоя не наблюдается (рис. 2 $b, в$).

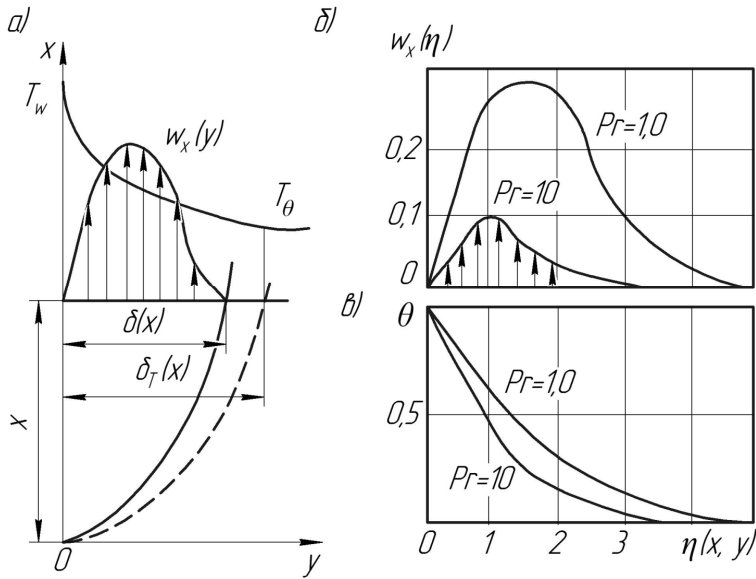


Рис. 2 а, б, в – Закономерности изменения: а – скорости движения (w) холодного (δ) и нагретого (δ_T) слоя воды вдоль нагретой (T_w) вертикальной пластины при температуре окружающей среды (T_θ); б и в – полей скоростей (w_x) и относительной температуры (θ) слоя воды в зависимости от ее кинематической вязкости (η) при различных величинах критерия Прандтля (Pr)

Для математического описания поля температур в качестве характерной выберем температуру окружающей среды T_e как известную и постоянную величину. Введем избыточную температуру в слое воды $\vartheta = T - T_e$ и относительную температуру $\theta = \vartheta / \vartheta_e$, $\vartheta_e = T_w - T_e$. Возникшая разность плотности неизоэнтальной среды выражается через ее коэффициент объемного расширения $\Delta\rho = \rho\beta\vartheta = \rho\beta\vartheta_e\theta$.

Перечисленным условиям свободной конвекции соответствует следующая система уравнений:

- уравнение неразрывности
$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0, \quad (1)$$

- уравнение движения
$$w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + g\beta\vartheta_e\theta, \quad (2)$$

- уравнение энергии
$$w_x \frac{\partial \theta}{\partial x} + w_y \frac{\partial \theta}{\partial y} = a \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2}, \quad (3)$$

• условие состояния среды $\rho = \text{const}$, $p = p_e = \text{const}$ (см. рис. 2),
где w_x , w_y – проекции векторов скорости движения; g – гравитационная сила;
 ν – коэффициент динамической вязкости; a – коэффициент теплопроводности.

Граничные условия решения системы уравнений:

- при $y = 0$ $w_x = w_y = 0$, $\theta = 1$,
- при $y \rightarrow \infty$ $w_x = 0$, $\theta = 0$.

Существенной особенностью свободной конвекции, отраженной в системе уравнений, является то, что законы распределения скоростей и температур взаимосвязаны. Разность температур приводит к возникновению объемной силы, вызывающей движение воды.

Температурное поле, в свою очередь, устанавливается в поле течения в зависимости от интенсивности его движения и оказывает вторичное влияние на это движение. Следовательно, поля скоростей и температур невозможно определить отдельно.

После ряда преобразований системы уравнений (1) – (3) и введения критериев подобия получили зависимость, которая позволяет вычислить местные значения коэффициентов теплоотдачи α .

$$Nu_x = \frac{\alpha x}{\lambda} = \frac{x}{g_e} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_w = x \frac{\partial \theta}{\partial y} \Big|_w = x \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \frac{\partial \eta}{\partial y} \Big|_w, \text{ где } \frac{\partial \eta}{\partial y} = \frac{1}{x} \sqrt{\frac{1}{4} Gr_x};$$

где Nu , Gr – критерий Нуссельта и Грасгофа.

Таким образом, критериальное уравнение теплоотдачи на вертикальной пластине при ламинарном характере свободной конвекции имеет вид:

$$Nu_x = 0,478 Ra_x^{0,25}, Ra_x = Gr_x Pr_x. \quad (4)$$

где $Gr = Pr = \nu/a$.

Для осредненного коэффициента теплоотдачи на поверхности вертикальной пластины получена следующая эмпирическая зависимость:

$$Nu = A \cdot Ra^{0,25}, \quad (5)$$

где $A = 0,56$ для вертикальной пластины.

В области $Ra < 5 \cdot 10^2$, когда приближения Прандтля для пограничного слоя становятся недействительными, опытные данные при $Pr \geq 1$ удовлетворительно описываются эмпирической формулой М. А. Михеева:

$$Nu = 1,18 \cdot Ra^{1/8}. \quad (6)$$

При $Ra > 2 \cdot 10^7$ возникает устойчивая свободная турбулентность, и закон теплоотдачи соответствует формуле:

$$Nu = 0,13 \cdot Ra^{1/3}. \quad (7)$$

В критериальных уравнениях (4) – (6) должна быть введена поправка $\psi(Pr)$ на число Прандтля, поскольку направление распространения теплового потока к водяному слою не изменяется.

Вынужденной

Основным пространственным краевым условием для движущегося слоя воды по каналам микровыступов пояса трения тормозного диска является скорость ее течения вблизи дна канала. Из условия прилипания граничного водяного слоя к поверхности стенки канала касательная составляющая вектора относительной скорости воды стенки равна нулю.

Безразмерные комплексы-критерии сохраняют свои конкретные значения в любой системе измерения. Кроме того, критерии подобия определяют, как говорят, «правильную» взаимосвязь между переменными размерными параметрами протекающих процессов, эффектов и явлений [8].

Остановимся на физическом смысле критериев подобия, которые фигурируют в критериальных уравнениях при определении коэффициентов теплоотдачи:

$$Bi = CNu^m Re^n Pr^l, \quad (8)$$

где

$$Bi = \frac{\alpha_2 \delta}{\lambda_1} = \alpha_2 R = \frac{\alpha_2}{K_1}; \quad Nu = \frac{\alpha_1 d}{\lambda_2}; \quad Re = \frac{wd}{\nu}; \quad Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu c_1}{\lambda_2} = \frac{\nu \rho c_1}{\lambda_2}$$

– безразмерные комплексы, числа, термы, инварианты, критерии подобия: Био (*Bio*), Нуссельта (*Nusseli*), Рейнольдса (*Reynolds*), Прандтля (*Prandtl*), соответственно; C, m, n, l – постоянные; α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи с наружных поверхностей металлического элемента трения; δ – толщина металлического элемента трения; R – термическое сопротивление теплопроводности; K – коэффициент теплопередачи через металлический элемент трения; λ_1, λ_2 – коэффициенты теплопроводности металла и омывающей среды; d – характерный размер; w – скорость; $\nu = \mu/\rho$ – коэффициент кинематической вязкости; ρ – плотность; μ – коэффициент динамической вязкости; a – коэффициент температуропроводности; c_p – изобарная теплоемкость.

Критерий Bi можно рассматривать как отношение параметров процессов вынужденного и естественного охлаждения при омывании скоростными токами омывающей среды, являющейся смесью компонентов, к соответствующим параметрам процессов кондуктивного нагревания металлического элемента трения при достижении тепловыми токами определенной глубины.

Критерий Re определяет гидродинамическое подобие омывающего теплоносителя, а критерий Pr является теплофизической характеристикой теплоносителя (в него входят только физические константы). При неизменном критерии Re условие постоянства критерия Pr обеспечивает тепловое подобие (подобие тепловых потоков и полей температурных напоров). Выражения $Re = idem$ и $Pr = idem$ являются условиями инвариантности критериев. При этом

$Re Pr = \frac{v d}{a} = Pe$ – критерий подобия Пекле (*Peclet*). В процессах

конвективного теплообмена использован критерий Нуссельта.

С другой стороны, при помощи критерия Nu учитываем тепловое состояние нагретого неподвижного граничного слоя воздуха, критерий Re – граничный слой потока омывающего воздуха, критерий Pr – взаимосвязь между вышеуказанными граничными слоями. При этом $\delta_n / \delta_w = (\sqrt{Pe})^{-1}$; при $Pr=1$ слои имеют одинаковую толщину.

Для оценки теплового состояния охлаждаемого пояса трения тормозного диска и его энергонагруженности используется критерий Вольченко:

$$Bi/Nu = b\lambda c/(\lambda h_c) = R_1/R_2 = Vo,$$

где R_1 , R_2 – термические сопротивления металлического элемента трения и циркулирующей среды, находящейся в парообразном или жидком состоянии между микровыступами его поверхностей трения; Vo – критерий Вольченко.

Полученные отношения термических сопротивлений поверхностного и приповерхностных слоев пояса трения диска, к которым как бы прилипает омывающая среда, получены при поверхностной температуре полимерной накладке, не превышающей допустимую. При высоких поверхностных температурах (выше допустимой) происходит выгорание связующих компонентов полимерного материала. Образовавшиеся при этом продукты смешиваются с циркулирующим воздухом. Затем на поверхности накладки появляются островки жидкости, которая переносится на рабочую поверхность пояса трения диска. Управляющим воздействием на величину термического сопротивления поверхностного слоя полимерной накладки является фазовое состояние ее материала (твердое, жидкое, газообразное). Для поверхностных и приповерхностных слоев пояса трения диска управляющим воздействием является его энергонагруженность. Критерий Вольченко позволяет прогнозировать энергонагруженность поверхностных и приповерхностных слоев металлополимерных пар трения.

Уравнение подобия (критериальное уравнение (8)) для процессов вынужденного конвективного теплообмена имеет вид:

$$f(Bi, Nu, Re, Pr) = 0,$$

или

$$Bi = (Nu, Re, Pr) = 0.$$

В окончательном виде:

$$\frac{\alpha_2}{K_1} = C \left(\frac{\alpha_1 d}{\lambda_2} \right)^m \left(\frac{wd}{v} \right)^n \left(\frac{v \rho c_p}{\lambda_2} \right)^l. \quad (9)$$

В дальнейшем необходимо определить α_2 и K_1 , коэффициент C и показатели степени m , n и l . Они должны быть такими, чтобы соблюдалось равенство (9).

Расчеты показали, что значения коэффициентов теплоотдачи (α_2) и теплопередачи (K_1) различаются между собой не более чем на 5,0 %.

Результаты расчетов теплообменных процессов.

Оценена эффективность вынужденного водяного охлаждения мокрых пар трения пар трения дисково-колодочных тормозов со сплошными дисками (рис. 3 а) и самовентилируемые диски с шипами (рис. 3 б).

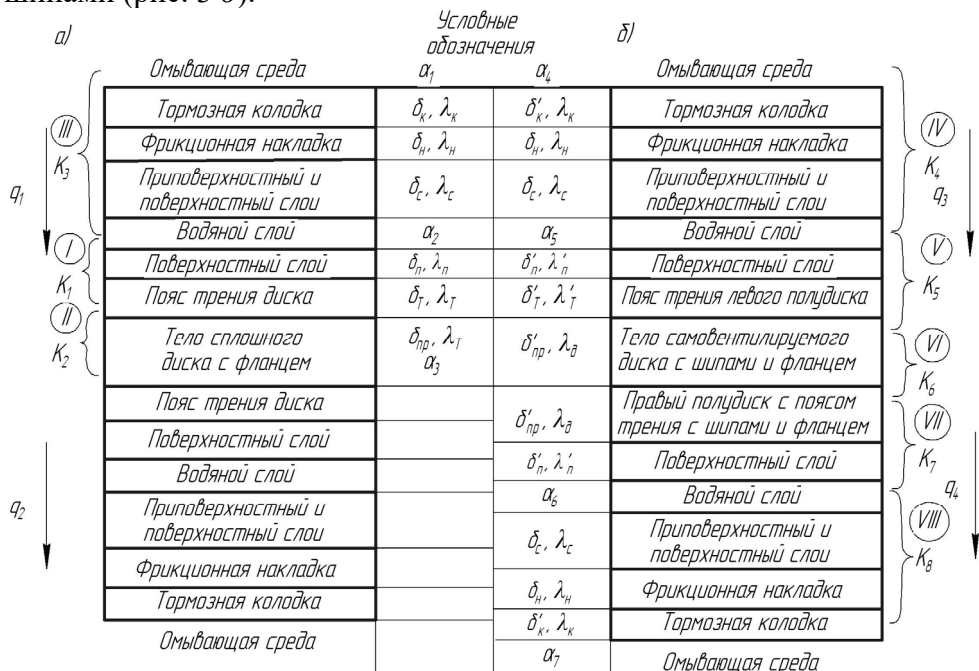


Рис. 3 а, б – Схема многослойной тепловой модели фрикционных узлов с вынужденным водяным охлаждением дисково-колодочных тормозов со сплошными (а) и самовентилируемые с шипами (б) дисками: q_i – тепловые потоки; α_i, λ_i – коэффициенты: теплоотдачи, теплопроводности; δ – толщина; K_i – коэффициент теплопередачи; I ... VI – нумерация слоев, участвующих в теплообмене

Произведено ее сравнение с эффективностью вынужденного воздушного охлаждения сухих пар трения на основе их многослойной

тепловой модели. Рассмотрены особенности предложенных тепловых моделей с учетом направления тепловых потоков, они распространяются от менее металлоемких частей дисков к более массивным.

Получены аналитические зависимости для определения коэффициентов теплопередачи и термического сопротивления (R_i) и определены их величины (табл. 1).

Условие неидеального импульсного теплового контакта в паре «пояс трения диска – фрикционная накладка» моделировали с помощью введения между контактирующими поверхностями дополнительных (водяных) слоев вместо третьего тела. Толщину водяного слоя учитывали при определении коэффициентов теплопередачи в слоях тепловой модели различных типов дисков (см. рис. 3 а, б).

Толщину водяного слоя и его теплофизические свойства рассчитывали из условия создания им термического сопротивления заданной величины, которая зависит от величины импульсных контактных удельных нагрузок, объема каналов между микровыступами и теплофизических свойств элементов трибосопряжения.

Тепловой поток, действующий на пояс трения диска, равен:

$$q_1 = \frac{E_i}{A\tau}, \frac{Bm}{m^2}, \quad (10)$$

где E_i – энергия, поглощаемая тормозами передней (1/3 веса) и задней (2/3 веса) оси транспортного средства; A – площадь пояса трения;

τ – время торможения.

Тепловой поток, проходящий через тело диска, левого и правого полудиска с шипами, равен:

$$q_1 = K_1 (t_1 - t_2), \frac{Bm}{m^2}, \quad (11)$$

где K_1 – коэффициент теплопередачи; t_1 и t_2 – поверхностные температуры поясов трения диска сплошных и самовентилируемых с шипами дисков

Таблица 1

Оценка интенсивности теплопередачи в сплошном и в самовентилируемом с шпанами тормозных дисках

Нумерация слоев	Вид теплообмена	Расчетная зависимость	Величины	
			$K, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$R_f \cdot 10^{-2}, (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$
СПЛОШНОЙ ДИСК				
I	конвективный	$K_1 = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{\delta_T}{\lambda_T} \right);$ (10)	15,45/13,91*	6,47/7,19
II	радиационно-конвективный	$K_2 = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_3} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{\delta_{sp}}{\lambda_{sp}} \right);$ (11)	57,1/50,8	1,75/1,97
III	конвективный	$K_3 = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_x}{\lambda_x} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_3} \right);$ (12)	12,34/11,35	8,10/8,81
самовентилируемый диск с шпанами				
IV	конвективный	$K_4 = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_4} + \frac{\delta'_x}{\lambda'_x} + \frac{\delta'_n}{\lambda'_n} + \frac{\delta'_c}{\lambda'_c} + \frac{1}{\alpha_6} \right);$ (13)	14,50/13,05	6,90/7,66
V	радиационно-конвективный	$K_5 = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_5} + \frac{\delta'_n}{\lambda'_n} + \frac{\delta'_T}{\lambda'_T} \right);$ (14)	48,56/43,70	2,06/2,29
VI	радиационно-конвективный	$K_6 = 1 / \left(\frac{\delta''_{sp}}{\lambda''_{sp}} + \frac{1}{\lambda_n} \right);$ (15)	18,52/16,67	5,40/6,00
VII	конвективный	$K_7 = 1 / \left(\frac{\delta''_{sp}}{\lambda_n} + \frac{\delta'_m}{\lambda'_m} + \frac{1}{\alpha_6} \right);$ (16)	24,30/21,87	4,12/4,57
VIII	конвективный	$K_8 = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta'_c}{\lambda'_c} + \frac{\delta'_x}{\lambda'_x} + \frac{\delta'_n}{\lambda'_n} + \frac{1}{\alpha_7} \right);$ (17)	13,54/12,19	7,39/8,21

*Примечание: в числителе приведены данные для сухих пар трения, в знаменателе – для мокрых

Анализ полученных данных по интенсивности теплообмена различных по конструкции тормозных дисков (сплошных и самовентилируемых с шипами) показал следующее:

– термическое сопротивление теплопроводности $\frac{\delta_i}{\lambda}$ не зависит

ни от конструкции диска тормоза, ни от состояния его пар трения. Коэффициенты теплоотдачи α_i мокрых пар трения по сравнению с сухими уменьшились, соответственно, на 5,5% и 7,3%;

– коэффициенты теплопередачи мокрых пар трения уменьшились, соответственно, на 10,42% и 9,97% по сравнению с сухими парами трения.

Выводы. Математически описаны свободная и вынужденная конвекция при орошении водой поясов трения дисково-колодочных тормозов и определена теплопередающая способность тормозных дисков. Доказано отрицательное влияние влаги на эффективность трения.

Список литературы

1. Технологическое обеспечение износостойкости деталей трибомеханических систем дискретными поверхностями / М. В. Киндрачук, В. Е. Марчук, А. И. Духота [и др.] // К., НАУ, 2020. – 204 с. На укр. яз.
2. Влияние влаги на эксплуатационные параметры трибосопряжений тормозных устройств и ее удаление с их поверхностей / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, М. Я. Джавадов [и др.] // Вестник Азербайджанской инженерной академии, 2019. – Т. 11, №2. – С. 15-23.
3. Mitschke Manfred, Braun Horst. Das Verhalten von Scheibenbremsen bei Nass. «Dtsch. Kraftfahrtforsch. Unci Strassenverkehrstechn.», 1970, – №240, 31 S., ill. (нем., рез. англ.).
4. Влияние влажности на работу дискового тормоза. Scheibenbremse bei Nasseinfluss. "Kraftfahrzeugtechnik", 1976. – №3. – С. 74-76, 77 (нем.).
5. Нестационарный теплообмен / В. К. Кошкин, Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер [и др.]. – М.: Машиностроение, 1973. – 328 с.
6. Трибология: трение, износ, смазка / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, К.Т. Набизаде [и др.] // Баку: Апостроф-А, 2019. – 640 с.
7. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов транспортных средств / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, А. В. Возный [и др.]. – Баку: Апострофф, 2016. – 366 с.

8. Features of the estimation of the intensity of heat exchange in selfventilated disk-shoe brakes of vehicles / Volchenko, N., Volchenko; A., Volchenko, D., Poliakov P., Malyk V., Zhuravlev D., Vytytskyi, V., Krasin, P. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2019. – 1/5 (97). – pp. 47-53.