

DOI 10.32820/2079-1747-2019-23-76-87

УДК 629.413 - 592.112

**К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ЧЕРЕЗ МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ
ФРИЦИОННЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ДИСКОВО- И БАРАБАННО-КОЛОДОЧНЫХ
ТОРМОЗОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

©**Вольченко А. И.¹, Возный А. В.¹, Журавлев А. Ю.², Витвицкий В. С.¹**

Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа¹

Сумской государственной университет²

Информация об авторах:

Вольченко Дмитрий Александрович: ORCID 0000-0001-9161-198X; mechmach@nung.edu.ua; доктор технических наук; профессор кафедры добычи нефти и газа; Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа; ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, 76019, Украина.

Возный Александр Викторович: ORCID 0000-0002-4905-5200; mechmach@nung.edu.ua; кандидат технических 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, 76019, Украина.

Журавлев Анатолий Юрьевич: ORCID 0000-0001-8092-5326; dmytro.2103@ukr.net; кандидат технических наук; доцент кафедры компьютерных наук; Сумской державний университет; ул. Римский-Корсакова, 2, г. Сумы, 40007, Украина.

Витвицкий Владимир Сергеевич: ORCID 0000-0001-6964-7054; mechmach@nung.edu.ua; кандидат технических наук; ассистент кафедры инженерной и компьютерной графики; Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа; ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, 76019, Украина

В материалах статьи рассмотрены дисково- и барабанно-колодочные тормозные устройства подкатегорий транспортных средств, которые согласно Правила 13 ЕЖООН подвержены предварительным этапам испытаний типа I и II. Применительно к парам трения указанных тормозов определены для многослойных тепловых моделей коэффициенты теплопередачи и распределение тепловых потоков, а также их термическое сопротивление.

Ключевые слова: дисково-колодочный тормоз, барабанно-колодочный тормоз, тормозной диск, барабан, фрикционная накладка, многослойная тепловая модель, коэффициент теплопередачи, термическое сопротивление, коэффициент распределения теплового потока.

Вольченко А. И., Возный А. В., Журавлев А. Ю., Витвицкий В. С. «До питання оцінки теплопередачі через металеві фрикционные елементи дисково- і барабанно-колодочних гальм транспортних засобів».

У статті розглядаються дискові та барабанні гальмівні пристрої підкатегорій транспортних засобів, які, згідно з Правилом 13 СЕК ООН, підлягають попереднім етапам випробувань типу I та II. Для пар тертя цих гальм визначаються коефіцієнти теплопередачі та розподіл теплових потоків, а також їх термічний опір для багаточарових теплових моделей.

В даний час існують спрощені математичні моделі, що описують граничні температурні умови в окремих частинах гальмівного диска. Згідно з цими моделями передбачається, що температурне поле твердого або самовентильованого гальмівного диска має кутову симетрію, а частка теплоти, що віддаляється кожним елементом гальма, враховується з викорис-

танням коефіцієнта розподілу теплового потоку. Можна зменшити вказаний коефіцієнт для гальмівних дисків шляхом інтенсифікації охолодження їх поверхонь примусовим і примусовим повітрям та інших теплоносіїв непрямої дії. Однак більш ефективним способом зниження енергетичного навантаження металевих фрикційних елементів гальмівних пристроїв є правильний вибір матеріалів для них, які можуть відводити тепло в найкоротші терміни, тобто вони мають високий коефіцієнт теплопередачі, обумовлений низьким термічним опір.

Важливу роль відіграє термічний опір товщини твердого диска і напівдиска самовентиляційного диска (один напівдиск з фланцем, а другий півкіло з вентиляційними каналами, утвореними ребрами) процеси електропровідного теплообміну. Зі збільшенням товщини диска необхідно змінювати коефіцієнт теплопровідності матеріалів, що використовуються для виготовлення гальмівних дисків.

Коефіцієнти розподілу теплових потоків між парами тертя трибо-спряження залежать головним чином від коефіцієнтів теплопередачі через їх елементи.

На величину коефіцієнтів теплопередачі впливають тепловими опорами фрикційних елементів гальма, які безпосередньо беруть участь у теплообмінних процесах.

Таким чином, була виконана оцінка теплопередачі через металеві фрикційні елементи пар тертя дискового і барабанно-блочного гальма транспортних засобів, що дозволило визначити коефіцієнти розподілу теплових потоків між їх робочими частинами.

Ключові слова: дисково-колодкове гальмо, барабанно-колодкове гальмо, гальмівний диск, барабан, фрикційна накладка, багатошарова тепла модель, коефіцієнт теплопередачі, термічний опір, коефіцієнт розподілу теплового потоку

Volchenko A., Vozny A., Zhuravlev A., Vitvitsky V. «To the question of the estimation of heat transfer through the metal frictional elements of the disk and drum-pad drums of the vehicles».

The article discusses disc and drum-type brake devices of subcategories of vehicles, which, according to UNECE Regulation 13, are subject to the preliminary stages of Type I and II tests. For friction pairs of these brakes, heat transfer coefficients and distribution of heat fluxes, as well as their thermal resistance, are determined for multilayer thermal models.

Currently, there are simplified mathematical models that describe the boundary temperature conditions in individual parts of the disc-brake brake. In accordance with these models, it is assumed that the temperature field of a solid or self-ventilated brake disc has angular symmetry, and the proportion of heat removed by each brake component is taken into account using the heat flux distribution coefficient. It is possible to reduce the indicated coefficient for brake discs by intensifying the cooling of their surfaces by forced and forced air and other heat transfer media of indirect action. However, a more efficient way to reduce the energy load of the metal friction elements of the braking devices is the correct selection of materials for them that can take heat away in the shortest time, that is, they have a high heat transfer coefficient due to the low thermal resistance.

The thermal resistance of the thickness of a solid disk and a half-disk of a self-ventilating disk (one half-disk with a flange, and the second half-disk with ventilation channels formed by the ribs) plays an important role in the processes of conductive heat transfer. With increasing disk thickness, it is necessary to vary the coefficient of thermal conductivity of the materials used for the manufacture of brake discs.

The coefficients of the distribution of heat fluxes between the friction pairs of the tribo-conjugation depend mainly on the coefficients of heat transfer through their elements.

The magnitude of the heat transfer coefficients is influenced by the thermal resistances of the friction elements of the brake, which directly participate in heat exchange processes.

Thus, the assessment of heat transfer through metal friction elements of friction pairs of disc and drum-block brake of vehicles was made, which allowed to determine the coefficients of distribution of heat fluxes between their working parts.

Keywords: disc-block brake, drum-block brake, brake disc, drum, friction lining, multi-layer thermal model, heat transfer coefficient, thermal resistance, heat flow distribution coefficient.

Введение

Экономия дефицитных высокопрочных материалов, создание легких конструкций тормозных дисков и барабанов, имеющих незначительные моменты инерции и снижающие подрессоренные массы является первостепенной задачей для подкатегорий транспортных средств. Кроме того дисково- и барабанно-колодочные тормозные устройства должны обеспечить безопасность движения, сохранность грузов, а также безопасность перевозимых пассажиров. При этом должна соблюдаться регламентируемая энергонагруженность пар трения тормозных устройств согласно норм Правила 13 ЕЖКООН.

Состояние проблемы

В настоящее время существуют упрощенные математические модели [1], описывающие граничные температурные условия в отдельных деталях дисково-колодочного тормоза. В соответствии с этими моделями принято, что температурное поле цельного или самовентилируемого тормозного диска обладает угловой симметрией, а долю теплоты, отводимую каждой деталью тормоза, учитывают с помощью коэффициента распределения тепловых потоков. Указанный коэффициент представляется возможным уменьшить для тормозных дисков путем интенсификации охлаждения их поверхностей вынужденно и принудительно воздухом и другими теплоносителями косвенного действия. Однако более эффективным путем снижения энергонагруженности металлических фрикционных элементов тормозных устройств является правильный подбор для них материалов способных за минимальное время отвести теплоту, т. е. иметь высокий коэффициент теплопередачи за счет низкого термического сопротивления.

Постановка задачи

В данной публикации рассмотрены следующие вопросы применительно к данной проблеме: оценка теплопередачи через металлические фрикционные элементы тормозных

устройств: дисково-колодочных тормозов подкатегорий транспортных средств; барабанно-колодочных тормозов подкатегорий транспортных средств.

Цель работы

Предложить обобщенный метод оценки теплопередающей способности металлических фрикционных элементов с последующим определением их термического сопротивления, а также коэффициентов распределения тепловых потоков между парами трения применительно к видам тормозных устройств.

Результаты исследования

Дисково-колодочный тормоз (рис. 1) состоит из вращающегося диска, неподвижных колодок, установленных с обеих сторон диска внутри суппорта, закрепленного на кронштейне цапфы.

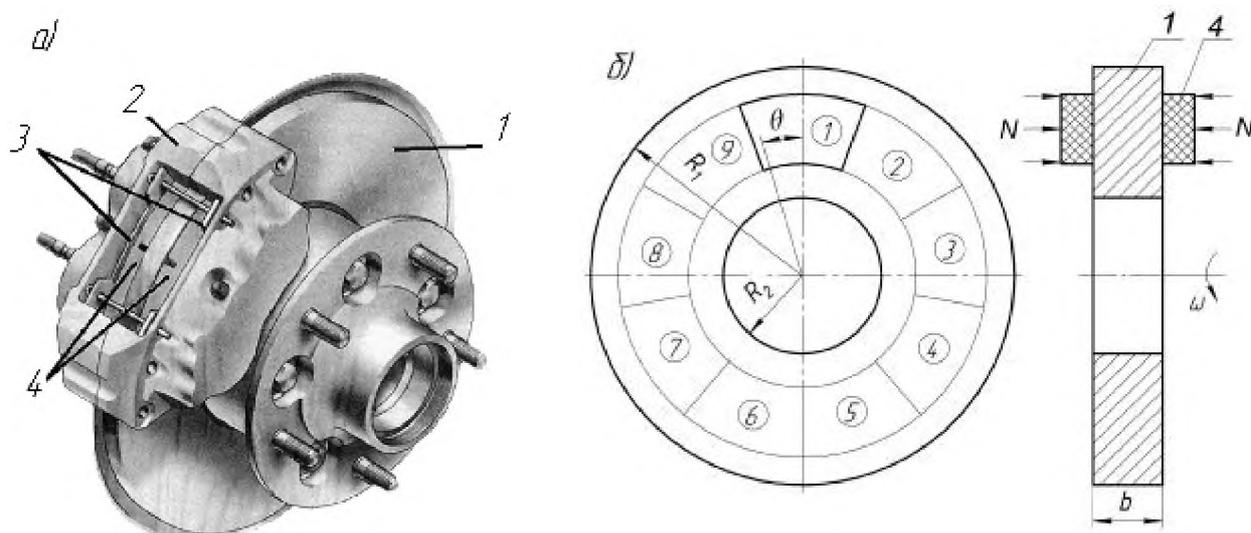


Рис. 1 – Конструкция дисково-колодочного тормоза (а) и схема фрикционного взаимодействия его пар трения (б): 1 – сплошной тормозной диск; 2 – суппорт; 3 – колодки; 4 – накладки; N – импульсное нормальное усилие; ω – угловая скорость вращения

По сравнению с колодочными тормозами барабанного вида дисковые тормозные механизмы обладают лучшими эксплуатационными свойствами, а поскольку передние колеса требуют при торможении приложения более значительных тормозных усилий, то установка на передние колеса дисковых тормозов улучшает эксплуатационные качества автомобиля.

Самовентилируемые тормозные диски содержат правый полудиск с фланцем и левый полудиск с развитой поверхностью теплообмена (оребрения создающее диффузоры и конфузоры, не сплошные кривые ребра, цилиндрические столбцы и т. д.). Соединения правого и левого полудисков и позволяет получить самовентилируемый тормозной диск.

Ограниченный строительный объем тормозного диска препятствует в системах охлаждения и термостабилизации их поясов трения использование различных физических эффектов: вихревого [2]; термоэлектрического, электрогидравлического, акустического, тепло-

вого насоса, тепловой трубы, адиабатного дросселирования воздуха, адиабатного расширения сжатого воздуха, кипение (испарение) и конденсация различных жидкостей и т. д.

Перейдем к рассмотрению многослойной тепловой модели пар трения дисково-колодочного тормоза со сплошными (*a*) и самовентилируемыми (*b*) дисками (рис. 2 *a*, *b*). Остановимся на особенностях данных тепловых моделей. Условия неидеального импульсного теплового контакта между парой «накладка-диск» моделируется с помощью введения между контактирующими поверхностями дополнительных (буферных) слоев конечных элементов взамен третьего тела. Модель импульсного теплового взаимодействия деталей не трудно представить. Кроме того, буферный слой учитывался при определении коэффициентов теплопередачи во втором и пятом слоях тепловой модели различных типов дисков.

Толщина буферного слоя и его теплофизические свойства рассчитывались из условия создания термического сопротивления заданной величины, которая зависит от величины импульсных контактных удельных нагрузок, микрошероховатостей пятен контактов и теплофизических свойств трибосопряжения. В тепловой модели (рис. 2 *a*) тело сплошного диска рассматривается под воздействием тепловых токов и ему свойственны только кондуктивный теплообмен. В то же время для тепловой модели (рис. 2 *b*) – тело полого диска с «начинкой» необходимо рассматривать энергетический баланс циркулирующего в нем воздуха с позиций сложного теплообмена: радиационного, конвективного, кондуктивного и их комбинаций.

Интенсивность тепловыделения при трении в трибосопряжении определялась по зависимости:

$$q = V \cdot f_{\partial} \cdot p \quad (1)$$

где V – скорость скольжения; f_{∂} – динамический коэффициент трения; p – импульсная контактная удельная нагрузка.

Согласно рис. 2 *a*, *b* принимается условие, что $q_1 = q_2$, а $q_3 = q_4$, хотя при эксплуатации тормозов такие условия достигнуть трудно.

На основании вышеизложенного перейдем к рассмотрению видов теплообмена, которые являются свойствами для сплошных и самовентилируемых тормозных дисков (табл. 1). В табл. 1 использованы следующие условные обозначения: $K_1 \dots K_6$ – коэффициенты теплопередачи; q_{λ} – тепловой поток; α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи; $\lambda_1 \dots \lambda_5$ – коэффициенты теплопроводности; $\delta_1 \dots \delta_5$ – толщины слоев материалов; Δt – перепад поверхностных температур сплошного диска; R_t – тепловое сопротивление толщины сплошного диска.

В горизонтальном столбце в табл. 1, касающегося сплошного и самовентилируемого диска поставлен прочерк потому, что необходимо определить его прочность при оптимальной металлоемкости, энергонагруженности при допустимой поверхностной температуре материалов накладки и допустимых температурных напряжений при условии эффективного вынужденного охлаждения внутренних поверхностей и элементов «начинки» самовентилируемого тормозного диска.



Рис. 2 – Многослойная тепловая модель пар трения дисково-колодочного тормоза с цельными (*а*) и самовентилируемым (*б*) дисками: q_1, q_2, q_3, q_4 – тепловые потоки; $K_1, K_2, K_3, K_4, K_5, K_6$ – коэффициенты теплопередачи; I, II, III, IV, V, VI – нумерация слоев, принимающих участие в теплообмене; жирными линиями показаны полированные поверхности разных тормозных дисков

Термическое сопротивление толщины сплошного диска и полудисков самовентилируемого диска (один полудиск с фланцем, а второй полудиск с вентиляционными каналами, образованными ребрами) играет существенную роль в процессах кондуктивного теплообмена. Термическое сопротивление толщины диска или полудиска выражается отношением δ/λ и имеет единицу измерения $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$, которая является обратной единице измерения $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, т. е. коэффициенту теплопередачи через рассматриваемую толщину диска (рис. 3 *а, б*).

В горизонтальном столбце в табл. 1, касающегося сплошного и самовентилируемого диска поставлен прочерк потому, что необходимо определить его прочность при оптимальной металлоемкости, энергонагруженности при допустимой поверхностной температуре материалов накладки и допустимых температурных напряжений при условии эффективного вынужденного охлаждения внутренних поверхностей и элементов «начинки» самовентилируемого тормозного диска.

Таблица 1

Оценка интенсивности теплообмена в сплошном и в самовентилируемых тормозных дисках (пара трения «диск-накладка»)

Нумерация слоев	Вид теплообмена:	Расчетная зависимость для дисков	Величины	
			K_i , Вт/(м ² ·°С)	R_i , (м ² ·°С)/Вт
сплошного				
I	радиационно-конвективный	$K_1 = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right)$; (2)	57,1	0,0175
II	конвективный	$K_2 = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} \right)$; (3)	15,45	0,0647
III	конвективный	$K_3 = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{\delta_5}{\lambda_5} \right)$; (4)	12,34	0,0810
тело диска	кондуктивный	$q_\lambda = \Delta t / R_t$; (5)	-	-
самовентилируемого				
IV	радиационный и сложный	$K_4 = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right)$; (6)	67,37	0,0148
V	конвективный	$K_5 = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} \right)$; (7)	15,45	0,0647
VI	конвективный	$K_6 = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{\delta_5}{\lambda_5} \right)$; (8)	12,31	0,0810

Из представленных графических зависимостей следует, что с увеличением толщины диска необходимо варьировать коэффициентом теплопроводности применяемых материалов для изготовления тормозных дисков. При этом с помощью зависимости вида $q = \frac{\lambda}{\delta}(t - t_0)$ (где t, t_0 - температуры: объемная диска и окружающей среды) проиллюстрирована графическая зависимость вида $q = f\left(\frac{\lambda}{\delta}, t\right)$ (рис. 4).

В последней фигурирует величина λ/δ , которая является обратной термическому сопротивлению толщины тормозного диска. Выходит, что расчет и конструирование различных типов дисков подкатегорий транспортных средств проводится не только для определения конструктивных и весовых параметров, но и с учетом энергоемкости поясов трения тормозных дисков.

Коэффициенты распределения тепловых потоков между парами трения трибосопряжения зависят, в основном, от коэффициентов теплопередачи через их элементы.

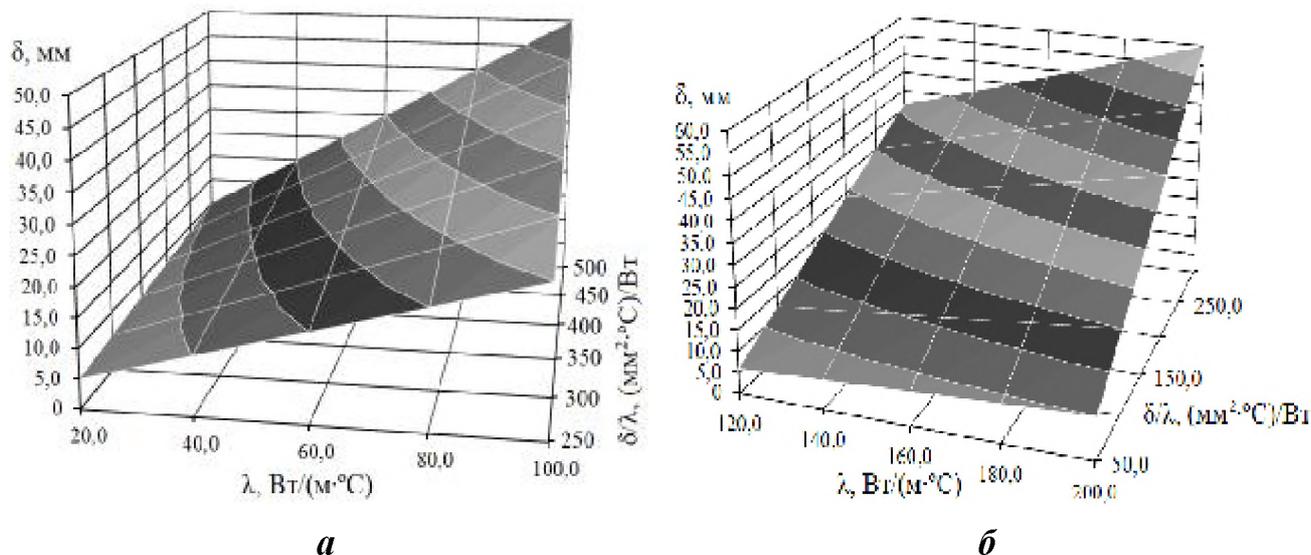


Рис. 3 – Закономерности изменения термического сопротивления (δ/λ) тормозных дисков в зависимости от их толщины (δ) и коэффициентов теплопроводности материалов (λ), изменяющихся от: а – (20 - 100) Вт/(м \cdot °С) и б – (120 - 200) Вт/(м \cdot °С)

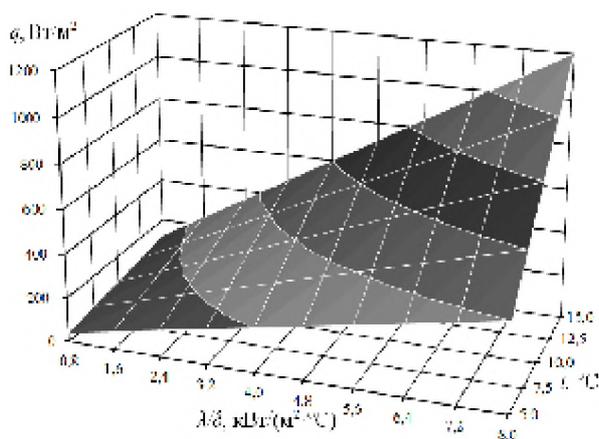


Рис. 4 – Закономерности изменения теплового потока (q), пронизывающего пояс трения тормозного диска при фрикционном взаимодействии пары трения "накладка - диск" тормоза в зависимости от параметра (λ/δ) и объемной температуры в теле диска

слоя; t_B, t_{B1} – температуры рабочей и наружной поверхностей обода тормозного барабана; R_1, R_2, R_3, R_4 – термические сопротивления основания тормозной колодки, фрикционной накладки и ее приповерхностного слоя, а также обода тормозного барабана.

Представим закон Фурье в форме, аналогичной закону Ома в электротехнике, оперируя понятиями о термическом сопротивлении неоднородной многослойной стенки с температурами поверхностей деталей фрикционного узла барабанно-колодочного тормоза. Получили следующую зависимость для определения величины теплового потока:

На величину коэффициентов теплопередачи влияют термические сопротивления элементов трения тормоза, которые непосредственно принимают участие в теплообменных процессах. На рис. 5 приведены общие закономерности изменения поверхностных температур (t) фрикционных узлов барабанно-колодочного тормоза в зависимости от термического сопротивления (R) по толщине их элементов трения. При этом использованы следующие обозначения: t_K, t_{K1} – температуры внутренней и внешней поверхности основания тормозной колодки; t_H, t_{H1}, t_{H2} – температуры внутренней и рабочей поверхности фрикционной накладки и ее приповерхностного

$$q = \frac{t_{\delta_i} - t_k}{\sum_{i=1}^n R_i} \quad (9)$$

где $\sum_{i=1}^n R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_4$.

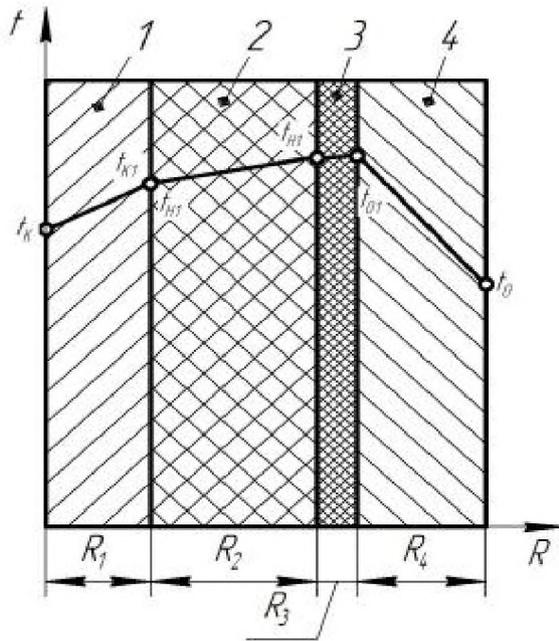


Рис. 5 – Тепловая модель фрикционного узла барабанно-колодочного тормоза:
 1 – основание тормозной колодки;
 2, 3 – фрикционная накладка и ее приповерхностный слой;
 4 – обод тормозного барабана

В свою очередь, термическое сопротивление любого слоя стенки равно:

$$R = \frac{\delta_i}{\lambda_i},$$

где δ_i, λ_i – толщина слоя и коэффициент его теплопроводности.

Зависимость для определения термического сопротивления фрикционного узла барабанно-колодочного тормоза имеет вид:

$$R = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} \quad (10)$$

Оценим интенсивность теплопередачи через элементы пары трения с учетом физико-химического состояния приповерхностного слоя фрикционной накладки. Коэффициент теплопередачи в теплообменном процессе через «среду межконтактной зоны – приповерхностный слой фрикционной накладки – тело фрикционной накладки – основание тормозной колодки – омывающий ее воздух» определяется зависимостью вида:

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Л1}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_{Л2}}}, \quad (11)$$

где $\alpha_{Л1}, \alpha_{Л2}$ – коэффициенты теплоотдачи от: межконтактной среды к рабочей (полированной) поверхности металлического элемента трения; внешней (матовой) его поверхности к омывающему воздуху; δ_1, λ_1 – толщина и коэффициент теплопроводности металлического элемента трения.

Коэффициент теплопередачи в теплообменном процессе через «среду межконтактной зоны-приповерхностный слой фрикционной накладки-основание тормозной колодки-омывающий ее воздух» определяется зависимостью вида:

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Л3}} + \left(\frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{\delta_{Л}}{\lambda_{Л}} \right) + \frac{1}{\alpha_{Л3}}}, \quad (12)$$

где $\alpha_{Л3}$ – коэффициент теплоотдачи от матовой поверхности основания тормозной колодки к омывающему воздуху; $\delta_n, \delta_i, \delta_{Л}$ – толщина приповерхностного слоя фрикционной накладки,

собственно накладки и основания тормозной колодки; $\lambda_n, \lambda_i, \lambda_L$ – коэффициенты теплопроводности приповерхностного слоя накладки, собственно накладки, и основания тормозной колодки.

В случае достижения стабилизационного теплового состояния металлическим элементом трения тормозного устройства зависимость для определения коэффициента теплопередачи через «омывающий воздух -металлический элемент трения - среду межконтактной зоны - приповерхностный слой фрикционной накладки» имеет вид:

$$K_3 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Л2}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_{Л1}} + \frac{\delta_{H2}}{\lambda_{H2}}}. \quad (13)$$

Зависимости (12) и (13) учитывают термическое сопротивление (δ_{H2}/λ_{H2}) приповерхностного слоя фрикционной накладки, от величины которого зависит направление теплового потока.

По значениям коэффициентов теплопередачи в парах трения определим коэффициенты распределения теплоты между их элементами в процессе торможения:

$$K = \frac{\sum K'_{cp}}{\sum K'_{cp} + \sum K''_{cp}}. \quad (14)$$

Для определения коэффициента распределения теплоты между элементами пары трения тормозных устройств при достижении стабилизационного теплового состояния ободом барабана в зависимость (14) необходимо подставить выражение (13). $\sum K'_{cp}$ определен за период торможения, который равен продолжительности его стабилизационного теплового состояния.

Проанализируем значения коэффициентов теплопередачи через элементы пар трения (зависимость 14) заднего барабанно-колодочного тормоза транспортного средства КрАЗ-250 (табл. 2).

Из выполненного анализа следует, что дисково-колодочный тормоз транспортного средства в процессе испытаний типа I и II обладает высокой стабильностью своих эксплуатационных параметров.

При изменении теплового состояния полированной (рабочей) поверхности тормозного барабана от 100 до 350°C коэффициент теплопередачи (K) увеличился с 5,82 до 51,17 Вт/(м² °С), т. е. примерно в 8,8 раза. Коэффициент распределения тепловых потоков между элементами пары трения барабанно-колодочного тормоза для первого элемента в интервале температур от 100 до 350°C увеличился от 0,55 до 0,875, а для второго элемента уменьшился от 0,45 до 0,125. Это свидетельствует о том, что в зоне допустимой температуры для материала фрикционной накладки обод тормозного барабана аккумулирует тепловую энергию, что обуславливает интенсификацию адсорбционно-десорбционных процессов в приповерхностных слоях элементов трения.

Таблиця 2

Начальные данные и результаты расчетов коэффициентов теплопередачи через элементы пары трения и распределение тепловых потоков между поверхностями трения заднего тормозного механизма транспортного средства КрАЗ-250

Поверхностные температуры: $\frac{\text{полированной } (t_{II})}{\text{матовой } (t_M)}$ обода тормозного барабана, °С	$\frac{100}{70}$	$\frac{150}{80}$	$\frac{240}{140}$	$\frac{250}{140}$	$\frac{300}{300}$	$\frac{350}{330}$
Толщина: приведенная обода тормозного барабана $\delta_{об}$, мм:	22,5					
Приповерхностного слоя фрикционной накладки δ_{H2} , мкм:	5,6	8,2	11,4	14,4	15,8	19,6
Фрикционной накладки δ_H , мм;	20,0					
Основания тормозной колодки δ_K , мм.	20,0					
Коэффициенты теплопроводности материалов элементов фрикционной пары, Вт/(м·°С):						
обода тормозного барабана ($\lambda_{об}$);	52,47					
тормозной колодки (λ_K);	52,47					
фрикционной накладки (λ_H).	0,53					
Коэффициенты теплоотдачи от поверхностей, Вт/(м ² ·°С):						
полированной ($\alpha_{Л1}$);	11,67	11,67	24,5	25,0	40,0	76,67
и матовой ($\alpha_{Л2}$) обода барабана;	11,67	11,67	23,7	82,1	123,3	164,67
тормозной колодки ($\alpha_{Л3}$).	11,67					
Коэффициенты теплопередачи через элементы трения, Вт/(м ² ·°С):						
обод тормозного барабана ($K_{об}$);	5,82	5,82	11,98	19,0	29,82	51,17
фрикционную накладку (K_H).	4,772	4,772	6,072	6,102	6,72	7,303
Термическое сопротивление, (м ² ·°С)/Вт:						
обода тормозного барабана ($R_{об}$);	0,172	0,172	0,083	0,053	0,033	0,019
фрикционной накладки (R_H).	0,210	0,210	0,165	0,164	0,149	0,137
Коэффициенты распределения тепловых потоков через элементы пар трения:						
металлический ($\alpha_{Т.П.1}$);	0,55	0,55	0,664	0,757	0,816	0,875
Неметаллический ($\alpha_{Т.П.2}$).	0,45	0,45	0,336	0,243	0,184	0,125

Произведем анализ температурных градиентов дисков и барабанов тормозных устройств при циклических (тип I) и длительных (тип II) [3] испытаниях автотранспортного средства КрАЗ-250 (табл. 3): в вентилируемом тормозном диске объемные и поверхностные градиенты в два раза больше, нежели в сплошном диске при типе испытаний I; при типе испытаний II колебания указанных выше градиентов составило от 1,66 до 2,0 (рассматривались только стальные диски); в тормозных барабанах, изготовленных из стали и чугуна, объемные и поверхностные градиенты колебались от 1,48 до 1,86 при типе испытаний I; при типе испытаний II колебания указанных выше градиентов составило от 1,6 до 2,2.

Таблиця 3

Ограничения температурным градиентам металлических фрикционных элементов тормозных устройств

Вид тормозного устройства	Металлический фрикционный элемент				
Дисково-колодочный	вентилируемый:		сплошной:		
	в начале		в конце		
	торможения с температурными градиентами:				
	объемными		поверхностными		
	I^*	$\frac{\partial t_v}{\partial \delta_o} \geq 5,0 \frac{^\circ C}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t_n}{\partial r} \geq 20,0 \frac{^\circ C}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t_v}{\partial \delta_o} \geq 2,5 \frac{^\circ C}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t_n}{\partial r} \geq 10,0 \frac{^\circ C}{\text{мм}}$
	II^*	$\frac{\partial t_v}{\partial \delta_o} \geq 2,5 \frac{^\circ C}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t_n}{\partial r} \geq 10,0 \frac{^\circ C}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t_v}{\partial \delta_o} \geq 1,5 \frac{^\circ C}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t_n}{\partial r} \geq 5,0 \frac{^\circ C}{\text{мм}}$
Барабанно-колодочный	стальной:		чугунный:		
	в начале		в конце		
	торможения с температурными градиентами:				
	объемными		поверхностными		
	I^*	$\frac{\partial t_v}{\partial \delta_o} \geq 8,0 \frac{^\circ C}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t_n}{\partial r} \geq 30,0 \frac{^\circ C}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t_v}{\partial \delta_o} \geq 5,5 \frac{^\circ C}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t_n}{\partial r} \geq 18,0 \frac{^\circ C}{\text{мм}}$
	II^*	$\frac{\partial t_v}{\partial \delta_o} \geq 4,5 \frac{^\circ C}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t_n}{\partial r} \geq 21,0 \frac{^\circ C}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t_v}{\partial \delta_o} \geq 3,0 \frac{^\circ C}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t_n}{\partial r} \geq 9,5 \frac{^\circ C}{\text{мм}}$

Выводы.

Таким образом, произведена оценка теплопередачи через металлические фрикционные элементы пар трения дисково- и барабанно-колодочного тормоза транспортных средств, позволившая в дальнейшем определить коэффициенты распределения тепловых потоков между их рабочими деталями.

Список использованных источников:

1. Расчет, испытания и подбор фрикционных пар / А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, А. Г. Гинзбург [и др.]. – М. : Наука, 1989. – 267 с.
2. Горячева И. Г. Контактные задачи в трибологии / И. Г. Горячева, М. Н. Добычин. – М. : Машиностроение, 1998. – 256 с.
3. Основы трибологии / Под ред. А. В. Чичинадзе. – М. : Машиностроение, 2001. – 644 с.
4. V. Ganesan, Internal Combustion Engines, Tata McGraw Hill Co., Third Edition, 2007.
5. K.K. Ramalingam, "Automobile Engineering", Scitech Publications Pvt. Ltd., 2005.

References

1. Chichinadze, AV, Braun, JeD, Ginzburg, AG et al. 1989, Raschet, ispytaniya i podbor frikcionnyh par, Nauka, Moskva.
2. Gorjacheva, IG & Dobychin, MN 1998, Kontaktnye zadachi v tribologii, Mashinostroenie, Moskva.
3. Chichinadze, AV (ed.) 2001, Osnovy tribologii, Mashinostroenie, Moskva
4. V. Ganesan, Internal Combustion Engines, Tata McGraw Hill Co., Third Edition, 2007.
5. K.K. Ramalingam, "Automobile Engineering", Scitech Publications Pvt. Ltd., 2005.

Стаття надійшла до редакції 15 квітня 2019 р.