

УДК 629.413-592.113

Н. А. ВОЛЬЧЕНКО¹, Д. А. ВОЛЬЧЕНКО², В. С. СКРЫПНИК², А. Н. ВУДВУД³,
В. С. ВИТВИЦКИЙ²

¹Кубанский государственный технологический университет, Россия

²Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина

³Одесский национальный политехнический университет, Украина

К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА СПЛОШНЫХ ДИСКОВ ТОРМОЗОВ В ПОДКАТЕГОРИЯХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В материалах статьи рассмотрен метод оценки теплового баланса в лабораторных и эксплуатационных условиях сплошных дисков тормозов транспортных средств. Данный метод реализуется в четыре этапа.

Ключевые слова: транспортное средство, дисково-колодочный тормоз, сплошной тормозной диск с фланцем, тепловой баланс, виды теплообмена.

Введение. Опыт эксплуатации транспортных средств показывает, что их надежность и безопасность движения зависят от уровня энергонагруженности пар трения дисково-колодочных тормозных устройств. Последние все чаще используют в транспортных средствах в связи с высоким коэффициентом стабильности, который напрямую зависит от напряженно-деформированного состояния беговой дорожки трения диска. В свою очередь, отмеченное состояние обусловлено энергонагруженностью тормозного диска. При ее продолжительном высоком уровне возникают и развиваются микротрещины на рабочих поверхностях тормозных дисков, что снижает их прочность и ведет к выходу из строя дисково-колодочного тормоза. Поэтому еще на стадии проектирования сплошных тормозных дисков необходимо располагать данными об их тепловом балансе.

Состояние проблемы. Известны методы определения количества теплоты (так называемой калориметрией), заключающиеся в использовании различных типов калориметров, а именно [1]:

- обыкновенный калориметр переменной температуры с изотермической оболочкой;
- массивный калориметр переменной температуры с изотермической оболочкой;
- калориметр переменной температуры с адиабатической оболочкой;
- дифференциальный калориметр с переменной температурой;
- калориметр постоянной температуры.

Однако указанные способы определения долей генерируемой, аккумулируемой и рассеиваемой теплоты в окружающую среду поверхностями тормозного диска с фланцем транспортного средства не могут быть использованы по следующим причинам:

- из-за сложной конфигурации поверхностей тормозного диска с фланцем;
- нельзя точно оценить потери теплоты радиационным теплообменом и отдельно взятым естественным и вынужденным конвективным теплообменом поверхностей тормозного диска с фланцем (не представляется возможным учесть потери теплоты от фланца тормозного диска кондуктивным теплообменом).

Известен метод нагревания и охлаждения тормозных барабанов различных подкатегорий транспортных средств при оценке их теплового баланса [2].

На первом этапе поверхности первого тормозного барабана полностью теплоизолированы от окружающей среды, а поверхности второго тормозного барабана взаимодействуют с ней при отдельно подключенных на одинаковый промежуток времени внутренних нагревательных устройствах. Эти устройства охватывают рабочую поверхность ободов барабанов, они подключены к внешнему источнику электрического тока. Затем нагревательные устройства отключают от барабанов и по соотношению измеренных поверхностных температур первого (t_1) и второго (t_2-t_1) тормозных барабанов определяют часть теплоты, которая рассеивается в окружающую среду конвективным и радиационным теплообменом. На втором этапе фиксируют промежуток времени естественного конвективного и радиационного охлаждения поверхностей второго тормозного барабана от достигнутого в результате электрического нагревания теплового состояния до температуры окружающей среды и определяют интенсивность конвективного и радиационного теплообмена поверхностей второго тормозного барабана в заданных интервалах температур. На третьем этапе эксплуатационных испытаний выполняют циклические торможения транспортного средства, нагревая при этом пары трения тормоза. По величине отношения измеренных поверхностных температур $(t_1-t_0)/(t_2-t_0)$ первого и второго барабанов при разной интенсивности радиационного и вынужденного конвективного теплообмена от их поверхностей судят о доле теплоты, отводимой во фланец ступицы заднего моста, т.е. кондуктивным теплообменом.

На четвертом этапе эксплуатационных испытаний при различных постоянных скоростях движения транспортного средства, и, следовательно, при различных постоянных частотах вращения тормозных барабанов за одинаковые промежутки времени фиксируют термодарами температуры. Термодара установлены на наружной поверхности ободов барабанов. Затем определяют интенсивность радиационного и вынужденного конвективного теплообмена поверхностей барабана в заданных интервалах его поверхностных температур.

Недостатком данного способа является то, что имеется существенное различие в коэффициентах взаимного перекрытия пар трения тормозов и, следовательно, в их энергонагруженности.

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

- особенности конструкции дисково-колодочного тормоза транспортного средства;
- метод оценки теплового баланса сплошных дисков тормозов подкатегорий транспортных средств.

Цель работы – определение потерь теплоты в тормозном диске с фланцем дисково-колодочного тормоза транспортного средства температурным способом для определения коэффициентов теплоотдачи при естественной и вынужденной конвекции и лучеиспусканием, а также кондуктивным теплообменом для правильного выбора материалов фрикционных накладок и их работы в интервалах поверхностных температур ниже допустимых.

Особенности конструкции дисково-колодочного тормоза транспортного средства. Трибологическая система, к которой относится дисково-колодочный тормоз, является сложной системой со своей иерархической упорядоченностью. Эта система состоит из множества подсистем, которые взаимодействуют друг с

другом в єдиному полі. Последнє виникає в результаті фрикційного взаємодія пар тріння тормоза при їх електротермомеханічному навантаженні. Последнє супроводжується динамічними, електричними, тепловими і хімічними процесами, явленнями і ефектами, котрі спостерігаються в поверхневих і підповерхневих шарах матеріалів узла тріння [3].

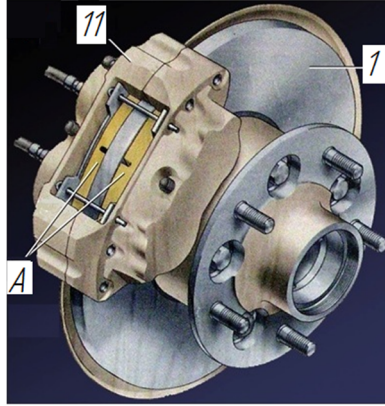


Рис. 1. Дисково-колодочний тормоз со сплошним диском:
1 – тормозной диск; 11 – суппорт

Дисково-колодочний тормозний механізм складається з обертаючого сплошного диска 1, к котрому з обох сторін при допомозі привода (на рис. 1 не показаний) прижимаються колодки 2 з фрикційними накладками. Последні розташовані всередині суппорта 3, закріпленого на кронштейні цапфи (на рис. 1 не показана).

Метод оцінки теплового балансу сплошних дисків тормозів підкатегорій транспортних засобів. Метод нагрівання і охолодження тормозних дисків переднього моста (як найбільш важконавантажених) транспортного засобу здійснюється в лабораторних і експлуатаційних умовах в чотири етапи.

Перший етап. В лабораторних умовах визначаються втрати теплоти радіаційним і природним конвективним теплообміном від нагрітого тормозного диска з фланцем (рис. 2). Для цього беруть два серійних тормозних диска 1, маючи робочі поверхні 2 і фланець 3. По периметру поверхні 2 дисків встановлюють кільцеві електричні нагрівальні пристрої 4 і підключають їх до клемм 5 електричної мережі. В першому тормозному диску 1 кільцеві електричні нагрівальні пристрої 4 закриті з їх зовнішньої сторони термоізоляційним кільцем 5. Крім того, поверхню першого тормозного диска 1 повністю покрито теплоізоляцією 7. Такої же теплоізоляцією 6 покриті кільцеві електричні нагрівальні пристрої 4 з сторони їх зовнішніх поверхонь. При цьому коефіцієнт взаємного перекриття кільцевих електричних нагрівальних пристроїв 4 відносно робочої поверхні тормозного диска дорівнює коефіцієнту взаємного перекриття робочими поверхнями фрикційних накладок тормозних колодок за один оборот колеса. Це дозволяє урахувати втрати теплоти від зовнішніх поверхонь тормозного диска природним конвективним і радіаційним теплообміном. На зовнішній поверхні кожного з тормозних дисків 1 встановлені термопары 8 з термоелектродами 9, підключеними до реєструючої апаратури

(на рис. 2 не показаны) для фиксации термо-ЭДС, значения которой по тарировочному графику переводятся в температуру.

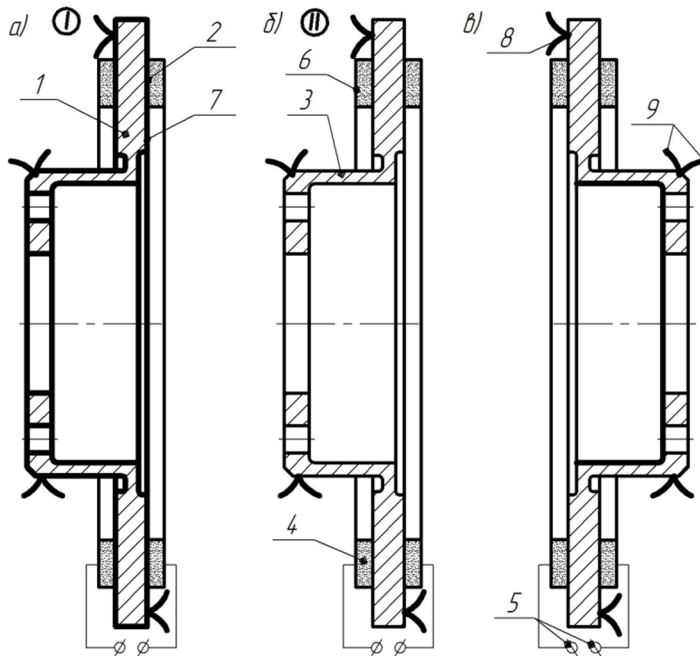


Рис. 2. Сплошные тормозные диски с фланцем, в которых поверхности: *а* – теплоизолированные наружные; *б* – нетеплоизолированные; *в* – теплоизолированные внутренние

Перед нагреванием тормозных дисков *1* их устанавливают на подставки, изготовленные из материала с низкой теплопроводностью, например, эбонита или текстолита.

После чего одновременно подключают нагревательные устройства *4* в двух дисках *1* с помощью клемм *5* в электрическую сеть. Нагревательные устройства *4* включают на разное время для того, чтобы температура рабочей поверхности второго тормозного диска *1* была не ниже 200°C.

В дальнейшем отключают нагревательные устройства *4* от электрической сети и после усреднения замеренных температур на поверхностях тормозных дисков *1* определяют их соотношения. Последние характеризуют отношение объемной температуры первого (t_1) ко второму ($t_2 - t_0$) тормозных дисков, которое определяет долю теплоты, рассеиваемой в окружающую среду радиационным и естественным конвективным теплообменом. Так, например, при соотношении указанных температур $\frac{200}{180 - 20} = 1,25$ доля теплоты, рассеиваемой в окружающую

среду радиационным и естественным конвективным теплообменом от поверхностей тормозного диска, составляет 25,0%.

Второй этап. В лабораторных условиях определяются потери теплоты радиационным и естественным конвективным теплообменом от поверхностей нагретого первого тормозного диска с фланцем.

В результате установившегося теплового состояния тормозного диска *1*, достигнутого на первом этапе, фиксируют промежуток времени радиационного

и естественного конвективного охлаждения. После чего определяют интенсивность радиационного и естественного конвективного теплообмена, т.е. коэффициенты теплоотдачи от поверхностей тормозного диска I в заданных интервалах температур. Так, например, $Q = IU\tau$, кДж (количество теплоты, затраченное на нагревание первого тормозного диска с фланцем); I – сила тока, А; U – напряжение, В; τ – время, с. С другой стороны, данное количество теплоты (Q) рассеивается с поверхностью площадью A тормозного диска I за время τ при разности температур $(t_H - t_0)$ (t_H, t_0 – начальная температура поверхности нагретого тормозного диска и окружающей среды, °C). В этом случае коэффициент теплоотдачи равен:

$$\alpha = \frac{Q}{A\tau(t_H - t_0)}.$$

Третий этап. В эксплуатационных условиях определяются потери теплоты кондуктивным теплообменом от частей поверхностей фланцев тормозных дисков при их взаимодействии с поверхностями фланцев ступиц переднего моста транспортного средства (рис. 3).

Для реализации третьего этапа от тормозных дисков I отсоединяют термоэлектроды 9 термопар 8 , а также электропровода, идущие от нагревательных устройств 4 к клеммам 5 . Кроме того, снимают с первого тормозного диска I теплоизоляцию 7 , оставив ее только на участке теплоизолированного фланца 3 диска I . Затем тормозные диски I устанавливают в суппорт 11 тормозных механизмов переднего моста транспортного средства, прикрепляя их к его балке. Для измерения поверхностных температур пар трения дисково-колодочного тормоза заднего моста транспортного средства в его фрикционных накладках 12 размещают термоэлектроды 17 термопар 18 (рис. 4). Двухканальная керамическая трубка 16 устанавливается в отверстие 14 фрикционной накладки 12 и выводится почти заподлицо ее рабочей поверхности 13 . В трубку 16 диаметром 4,0 мм вложены термоэлектроды 17 термопары 18 , изготовленной из хромель-копелевой проволоки диаметром 0,4 мм. Положительным термоэлектродом 17 является хромелевая проволока, а отрицательным – копелевая проволока. Головка термопары 18 (в виде сферы), взаимодействующая с рабочей поверхностью 2 тормозного диска I , сформирована из высокотемпературного медного припоя в виде спая диаметром 3,0 мм и установлена в ограничительное кольцо 19 .

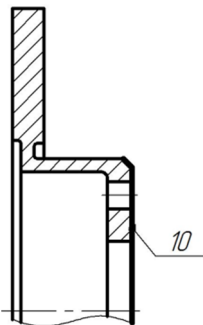


Рис. 3. Теплоизолированная поверхность фланца диска

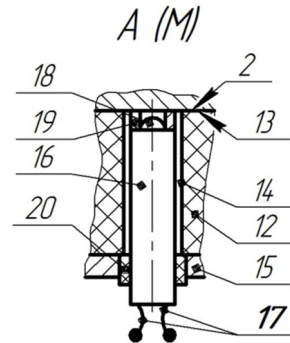


Рис. 4. Вид А рис. 1 – установка термопары в узел трения

Головка термопары 18 (в виде сферы), взаимодействующая с рабочей поверхностью 2 тормозного диска 1, сформирована из высокотемпературного медного припоя в виде спая диаметром 3,0 мм и установлена в ограничительное кольцо 19.

Последнее препятствует выходу из строя головки термопары 18 и способствует ее работе до полного износа фрикционной накладки. Двухканальная керамическая трубка 16 (керамическая трубка состоит из двух частей) с изоляционными втулками 20 и 21 установлена в отверстие тормозной колодки 15. Длина термоэлектродов 9 и 18 составляет 200...350 мм и выбирается из условия, чтобы за время экспериментов холодный спай не успел прогреться. Выводы на регистрирующую аппаратуру осуществлялись медными проводами. Термопары 8 и 18 перед их установкой тарировались вместе с соединительными проводами.

Разгоняют транспортное средство до заданной скорости и дисково-колодочным тормозом выполняют циклические торможения путем прикладывания и снятия усилия с педали тормоза (на рис. 4 не показаны). После завершения циклических торможений транспортным средством снимают нагрузку с тормозной педали и с помощью гидропривода колодки 15 с накладками 12 отводятся от рабочей поверхности 2 диска 1.

При этом во втором диске 1 теплота от его фланца 3 передается ступице заднего моста, поэтому температура рабочей поверхности 2 первого диска 1 будет больше, чем второго. Это обстоятельство способствует разной интенсивности радиационного и вынужденного конвективного теплообмена от поверхностей тормозных дисков 1. Затем по величине отношения измеренных поверхностных температур $(t_1 - t_0)/(t_2 - t_0)$ первого и второго тормозных дисков 3 тормоза судят о доле теплоты от общего ее количества, которая передается в ступицу заднего моста транспортного средства, т.е. кондуктивным теплообменом. Так, например, при соотношении указанных температур $\frac{200 - 20}{190 - 20} = 1.06$ доля теп-

лоты, которая передается кондуктивным теплообменом во фланец ступицы заднего моста транспортного средства, составляет 6 %

Четвертый этап. В эксплуатационных условиях определяются потери теплоты вынужденным конвективным и радиационным теплообменом от поверхностей нагретых самовентилированных тормозных дисков заднего моста транспортного средства.

При различных постоянных скоростях движения транспортного средства, а, следовательно, при различных постоянных частотах вращения тормозных дисков 1 за одинаковые промежутки времени термопарами фиксируют температуры наружных рабочих поверхностей их кольцевых поверхностей трения 2. Для этого термопары 18 установлены заподлицо рабочим поверхностям фрикционных накладок 12, а их термоэлектроды 19 подключены к регистрирующей аппаратуре. После чего определяют интенсивность радиационного и вынужденного теплообменов (коэффициенты теплоотдачи) в заданных интервалах поверхностных температур. При этом необходимо выдержать условия по нагреванию дисков 1 тормозов, отвечающие второму этапу исследований. В этом случае определяют коэффициенты теплоотдачи (радиационным теплообменом плюс вынужденной конвекцией) от поверхностей тормозного диска при его свободном вращении по зависимости, аналогичной зависимости, приведенной для второго этапа исследований.

Выводы. В лабораторных и эксплуатационных условиях осуществляются нагревание и охлаждение дисков тормоза, которые позволили определить потоки теплоты с радиационным, естественным и вынужденным конвективным теплообменом от их поверхностей в окружающую среду, а также кондуктивным теплообменом от фланцев дисков к фланцам ступицы заднего моста транспортного средства.

Список литературы

1. Кириллин В. А., Шейндлин А. Е. Основы экспериментальной термодинамики / В. А. Кириллин, А. Е. Шейндлин. М.-Л.: Государственное энергетическое издательство. – 1950. – 310 с.
2. Патент России 2525347 С2, кл. F16D 65/813. Способ нагревания и охлаждения тормозных барабанов барабанно-колодочного тормоза транспортного средства для оценки их теплового баланса / А. И. Вольченко, В. С. Павлиский, Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко, П. А. Поляков: заявитель и патентообладатель Ивано-Франковск. национал. техн. ун-т нефти и газа. – № 2012110869; заявл. 21.03.2012; Опубл. 10.08.2014. – Бюл. № 22.
3. Вольченко А. И. Тепловой расчет тормозных устройств / А. И. Вольченко. Львов: Высшая школа. – 1987. – 133 с.

Стаття надійшла до редакції 13.09.2018.

*М. О. ВОЛЬЧЕНКО, Д. О. ВОЛЬЧЕНКО, В. С. СКРИПНИК, О. М. ВУДВУД,
В. С. ВИТВИЦЬКИЙ*

ДО ПИТАННЯ ОЦІНКИ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСУ СУЦІЛЬНИХ ДИСКІВ ГАЛЬМ В ПІДКАТЕГОРІЯХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

У матеріалах статті розглянуто метод оцінки теплового балансу в лабораторних й експлуатаційних умовах суцільних дисків гальм транспортних засобів. Запропонований метод реалізується у чотири етапи.

Ключові слова: транспортний засіб, дисково-колодкове гальмо, суцільний гальмівний диск з фланцем, тепловий баланс, види теплообміну.

Вольченко Николай Александрович – канд. техн. наук, доцент кафедри матеріалознавства і автосервісу, Кубанський державний технологічний університет, ул. Красная, 135, г. Краснодар, Росія, 350004, тел.: +7861 255 99 26, E-mail: volchenko.nik@yandex.ru.

Вольченко Дмитрий Александрович – доктор техн. наук, професор кафедри розробки і експлуатації нафтегазових месторождений, Ивано-Франковський національний технічний університет нафти і газу, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Україна, 76019, тел.: +38 0342 72 71 41, E-mail: vol21@ukr.net.

Скрыпник Василий Степанович – канд. техн. наук, старший научний співробітник Научно-дослідницького інституту нафтегазової енергетики і екології, Ивано-Франковський національний технічний університет нафти і газу, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Україна, 76019, тел.: +38 03422 4 51 14, факс: +38 03422 4 00 89.

Вудвуд Александр Николаевич – старший викладач кафедри підйомнотранспортного і робототехнічного обладнання, Одеський національний політехнічний університет, пр. Шевченко 1, г. Одеса, Україна, 65044, тел.: +38048 705 86 00.

Витвицкий Василий Степанович – аспірант кафедри механіки машин, Ивано-Франковський національний технічний університет нафти і газу, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Україна, 76019, тел.: +38 0342 72 71 47, E-mail: vytvytskyi.v.s@gmail.com.

*M. O. VOLCHENKO, D. O. VOLCHENKO, V. S. SCRYPNYK, O. M. VUDVUD,
V. S. VYTVYTSKIY*

TO THE QUESTION OF THE EVALUATION OF THERMAL BALANCE OF SOLID DISCS OF BRAKES IN THE SUBCATEGORY OF VEHICLES

The tribological system, to which the disk-and-shoe brake relates, is a complex system with its hierarchical ordering. This system consists of a set of subsystems that interact with each other in a single field. The latter occurs as a result of the frictional interaction of brake friction pairs during their electrothermomechanical loading. The latter is accompanied by dynamic, electrical, thermal and chemical processes, phenomena and effects that are observed in the surface and subsurface layers of materials of the friction unit. The method of heating and cooling brake discs of the front axle (as most heavily loaded) of the vehicle is carried out in laboratory and operational conditions in four stages. First step. In laboratory conditions heat losses are determined by radiation and natural convective heat exchange from a heated brake disk with a flange. Second phase. In laboratory conditions heat losses are determined by radiation and natural convective heat exchange from the surfaces of the heated first brake disk with a flange. The third stage. Under operational conditions, heat losses are determined by conductive heat exchange from parts of the surfaces of the flanges of the brake discs when they interact with the surfaces of the hub flanges of the vehicle's front axle. The fourth stage. Under operational conditions, heat losses are determined by forced convective and radiative heat transfer from the surfaces of heated self-ventilated brake discs of the vehicle's rear axle. Thus, in the laboratory and operating conditions, heating and cooling of the brake discs are carried out, which allowed to determine heat losses with radiation, natural and forced convection heat exchange from their surfaces to the environment, and conductive heat exchange from disk flanges to flanges of the rear axle of the vehicle.

Keywords: vehicle, disk-shoe brake, solid brake disk with flange, heat balance, heat exchange types.

References

1. Kirilln V. A., Sheyndlin A. Ye. *Osnovy eksperimentalnoy termodinamiki* / V. A. Kirilln, A. Ye. Sheyndlin. M.-L.: Gosudarstvennoe energeticheskoye izdatelstvo. - 1950. -310 s.
2. Patent Rossii C2, кл. F16D 65/813. *Sposob nagrevaniya i okhlazhdeniya tormoznykh barabanov barabanno-kolodochnogo tormoza transportnogo sredstva в днф otsenki ikh teplovogo balansa* / O. I. Volchenko, V. S. Pavlivskiy, M. O. Volchenko, D. O. Volchenko, P. A. Polyakov: *zayavitel' i patentoobladatel'* Ivano-Frankovsk, national, tekhn. universitet nefi i gaza. - № 2012110869; *Zayavl.* 21.03.2012; *Opubl.* 10.08.2014.-*Byul.*№ 22.
3. Volchenko O. I. *Teplovoy raschet tormoznykh ustroystv* / O. I. Volchenko. Lvov: Vysshaya shkola. - 1987. - 133 s.