

## ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ВЕНТИЛИРУЕМЫХ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ

*Поляков П.А., Федотов Е.С., Полякова Е.А., Тагиев Р.С., Москаленко М.Б.  
Кубанский государственный технологический университет, г.Краснодар*

**Ключевые слова:** тормозной механизм, вентилируемый диск, прямоток, противоток, вихрь.

**Аннотация.** Основной проблемой для большинства проектируемых дисково-колодочных тормозов является наложение ограничений на скоростной и нагрузочный режимы их применения. Основным критериями нагрева является температура на поверхностях узла и объемная температура тормозного механизма. Одной из важнейших проблем, которые должны решаться в процессе проектирования, является теплоотвод от различных поверхностей тормозного механизма. За счет таких явлений, как излучение и кондукция, рассеивается в окружающую среду до 30% от общего количества тепловой энергии, которая аккумулируется в режиме торможения. Остальное аккумулируемое тепло приходится на конвективный теплообмен. Исходя из данного факта можно сформулировать цель исследований, как оценка конструктивных и теплофизических факторов вентиляционного аппарата тормозного диска и влияние на охлаждение тормозного механизма.

## EVALUATION OF THE EFFECTIVENESS OF THE COOLING SYSTEM OF VENTILATED DISC BRAKES

*Polyakov P.A., Fedotov E.S., Polyakova E.A., Tagiev R.S., Moskalenko M.B.  
Kuban State Technological University, Krasnodar*

**Keywords:** brake mechanism, ventilated disk, forward flow, countercurrent, vortex.

**Abstract.** The main problem for most of the designed disc-pad brakes is the imposition of restrictions on the speed and load modes of their application. The main heating criteria is the temperature on the surfaces of the assembly and the volumetric temperature of the brake mechanism. One of the most important problems that must be addressed in the design process is the heat removal from various surfaces of the brake mechanism. Due to phenomena such as radiation and conduction, up to 30% of the total amount of thermal energy that is accumulated during braking is scattered into the environment. The remaining accumulated heat is due to convective heat transfer. Based on this fact, we can formulate the goal of research as an assessment of the structural and thermophysical factors of the ventilation apparatus of the brake disc and the effect on the cooling of the brake mechanism.

**Введение.** В данной работе рассмотрим один из возможных вариантов увеличения доли отведенной тепловой энергии при торможении, за счет использования областей вентиляционного аппарата для завихрения потока охлаждающего воздуха. При прохождении по вентиляционному каналу воздух возле стенок испытывает трение о боковые поверхности канала, что приводит к созданию пограничного слоя. В результате возникает градиент скоростей по диаметру вентиляционного канала [1]. Пограничный слой по длине вентиляционного канала будет неравномерным в связи микронеровностями на боковых поверхностях. При обтекании различной микрогеометрии поверхностей вентиляционного аппарата тормозного диска происходит либо ускорение, либо торможение потока воздуха [2,3]. В результате поток воздуха меняет направления течения, что приводит к закручиванию и образуется вихрь. По мере приближения

к оси вихря скорость частиц воздушного потока возрастает и давление внутри его, следовательно, падает. Из-за этого вихрь при своем движении всасывает воздух, оставаясь устойчивым довольно длительное время. Параметрами вихреобразования является скорость и давление воздушного потока. Но большинство исследователей [4,5] опускает проблему теплопроводности воздушного потока в различных режимах его протекания. В условиях вихреобразования в воздушном потоке происходит образование теплой и холодной зон вихря. В результате разделения зоны вихря имеют различные теплотехнические параметры воздушного потока.

Способ отбора тепловой энергии, снимаемой с площади соприкосновения горячей и холодной зон вихря, и его перераспределение по длине соприкосновения зон вихря в потоке воздуха во всех случаях затрагивает работу вентиляционного аппарата тормозного механизма. В начале необходимо провести оценочный тепловой расчет зоны взаимодействия холодной и горячей областей вихря.

Уравнение теплоотдачи:

$$Q = \int_0^F k_i \cdot \Delta t_i \cdot dF_i = k_i \cdot \Delta t_i \cdot F_i, \quad (5)$$

где  $k$  – суммарный коэффициент теплопередачи вентиляционного аппарата, Вт/(м<sup>2</sup> °С);  $F$  – площадь поверхности вентиляционного аппарата, м<sup>2</sup>;  $\Delta t$  – температурный напор, К.

Уравнение теплового баланса для холодной и горячей зон вихря вентилируемого канала в тормозном механизме определяется зависимостью:

$$Q_1 = Q_2 + \Delta Q, \quad (2)$$

где  $Q_1, Q_2$  – количество теплоты, переданное горячей зоной и принятое холодной зоной вихря соответственно, кВт;

Количество тепловой энергии, передаваемое омываемому воздуху тормозного диска в результате тепловых потерь:

$$q_1 = G_1 \cdot \delta_{i1} = G_1 \cdot c_{p1} (t'_1 - t''_1), \quad (3)$$

$$q_2 = G_2 \cdot \delta_{i2} = G_2 \cdot c_{p2} (t'_2 - t''_2), \quad (4)$$

где  $G_1, G_2$  – массовые расходы воздуха в холодной и горячей зонах вихря, кг/с;  $\delta_{i1}, \delta_{i2}$  – энтальпии нагретой и холодной частей вихря воздушного потока, кДж;  $c_{p1}, c_{p2}$  – удельные изобарные теплоемкости воздуха для холодной и горячей зон вихря, Дж/К;

$t'_1, t''_1$  – температуры горячей зоны вихря на входе и выходе из вентилируемого канала соответственно, К;

$t'_2, t''_2$  – температуры холодной зоны вихря на входе и выходе из вентилируемого канала, К.

В качестве разницы температурного напора в зависимости (1) необходимо использовать среднеинтегральную разницу температур потока воздуха в вихре по длине вентилируемого канала.

Значение разницы температур напрямую зависит от схемы движения воздуха в вентилируемом канале тормозного диска (вихревой трубе). В случаях прямотока (горячая и холодная часть вихря воздуха движутся параллельно в

одном направлении) и противотока (горячая и холодная часть вихря воздуха движутся параллельно в противоположных направлениях) величины температурного напора определяются:

В случае прямотока:

$$\Delta t = (t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2) / \ln \frac{(t'_1 - t'_2)}{(t''_1 - t''_2)}. \quad (5)$$

В случае противотока:

$$\Delta t = (t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2) / \ln \frac{(t'_1 - t'_2)}{(t''_1 - t''_2)}. \quad (6)$$

На основании зависимостей (5,6) произведем расчет среднетемпературного прямотока ( $P$ ) и противотока ( $R$ ) в воздушном вихре для вентилируемых каналов тормозного диска:

$$P = (t''_2 - t'_2) / (t'_1 - t'_2), \quad (7)$$

$$R = (t'_1 - t''_1) / (t''_2 - t'_2). \quad (8)$$

На основе данных [6] необходимо определить величину поправки  $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$  Поправка учитывается для определения среднего температурного потока, который находится по формуле:

$$\Delta t = \varepsilon_{\Delta t} (t'_1 - t''_2) - (t''_1 - t'_2) / \ln \frac{(t'_1 - t''_2)}{(t''_1 - t'_2)}, \quad (9)$$

Для вычисления температуры воздушного потока на выходе из вентилируемого канала вентилируемого тормозного диска используем следующие соотношения:

$$(t'_1 - t''_1) / (t'_2 - t''_2) = G_2 c_{p2} / (G_1 c_{p1}). \quad (10)$$

Вышеприведенные зависимости позволяют представить оценку основных необходимых параметров системы охлаждения вентилируемого тормозного диска.

### Результаты исследований

В качестве рабочего давления воздуха в вентиляционном аппарате было использовано значение 0,1 МПа. В расчете тепловых характеристик учитывалось влияние температуры на свойства воздушного потока (удельной массы и изобарной теплоемкости).

Расход – основной параметр, определяющий количество тепловой энергии, передаваемое от нагретых стенок вентиляционного аппарата воздушного потока. Расчетные значения расходов воздуха выбраны таким образом чтобы обеспечить отвод тепловой энергии в диапазоне до 100 кВт, что примерно 50% тепловой энергии генерируемой тормозным диском при торможении с изначальной скоростью 120 км/ч [7]. Коэффициент теплопередачи  $k$  изменялся в диапазоне 10-40 Вт/(м<sup>2</sup>·К), согласно данным [8, 9]. Интервал коэффициента при теплообмене между используемыми жидкостями и воздухом.

Для изначального учета неидеальности условий работы реального тормоза, полученные значения площадей теплообмена увеличены на 20 % [10,11].

На рисунке 1 показаны результаты расчетов по определению площадей поверхности вентиляционного аппарата в зависимости от величины отведенной тепловой энергии, при неизменных значениях коэффициента теплопередачи  $k$ .

Для отвода 100 кВт энергии, аккумулируемой на рабочих поверхностях, необходимы максимальные указанные выше значения затрат воздушного потока. Соотношение массового расхода воздуха и площадей поверхности вентиляционного канала, необходимо для отвода заданного количества тепловой энергии показанной на рис. 2.

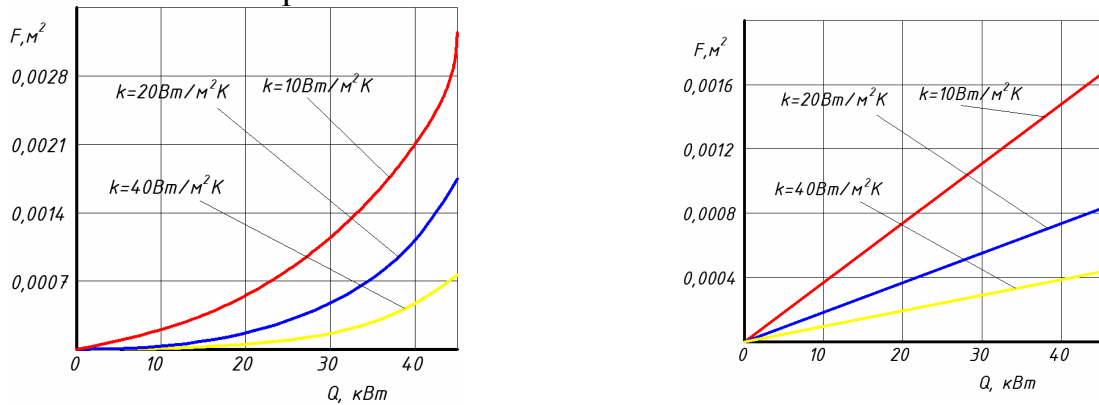


Рис. 1. Зависимость площади поверхности вентиляционного аппарата от величины отведенной тепловой энергии

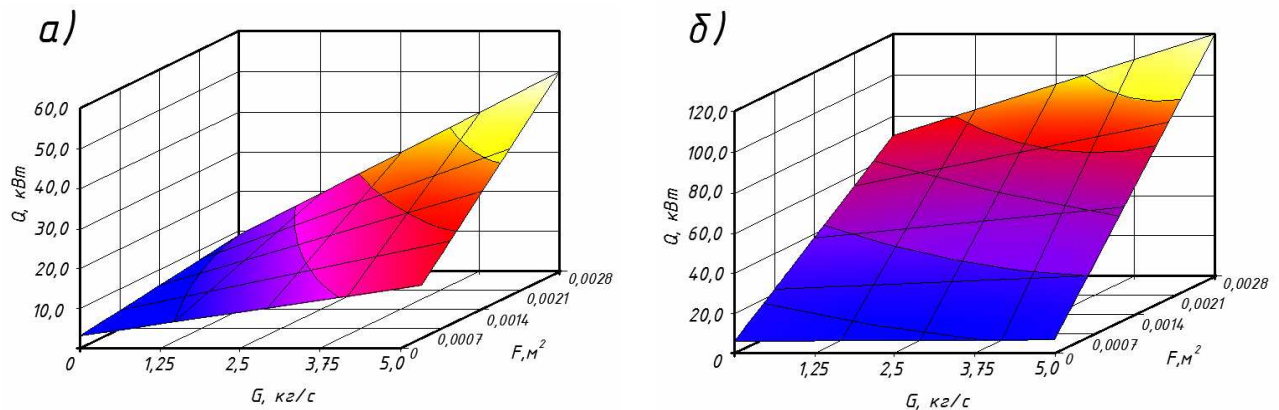


Рис. 2. Зависимость массового расхода воздуха, площадей поверхности вентиляционного канала на количество отводимого тепла: прямоток (а), противоток (б)

При произведенном наблюдении было показано, что при равных условиях поток воздуха с противоточной направленностью потоков (б) позволяет отводить большее количество тепловой энергии по сравнению с прямоточной (а) (на 54 % больше). Данные графики позволяют определить соотношения массового расхода воздуха, необходимого для передачи заданного количества тепловой энергии. В итоге, средний температурный напор  $\Delta t$ , вычисляются по уравнению (9).

Температуры воздушного потока на выходе из вентилируемого канала  $t_2^{//}$  находились в пределах 36...42°C, что вполне соответствует требованиям к колесным тормозным дискам [12].

### Выводы

При проектировании систем охлаждения необходимо учитывать расслоение на холодную и горячую зоны, что оказывает влияние на траектории движения

потока воздуха в вентилируемом канале тормозного диска. Исходя из данного утверждения потоки воздушных масс в вихре могут двигаться как параллельно друг другу, так и в противоположном направлении.

Полученные зависимости температурных напоров прямотока и противотока в вихре воздушного потока свидетельствуют о влиянии массового расхода воздуха и площадей теплообмена на отведенное количество теплоты. Результатом является тот факт, что отвод тепловой энергии, генерируемой при торможении дисково-колодочным тормозом вполне возможен за счет системы активного воздушного охлаждения.

### Список литературы

1. Вольченко Н.А., Поляков П.А., Гороть Е.В. Математическое моделирование траекторий омывающего воздуха пары трения тормоза барабанно-колодочного тормоза транспортного средства // Вісник СевНТУ. 2012. №135. С. 233-236.
2. Вольченко Н.А., Поляков П.А. Нанотрибология при взаимодействии поверхностных слоев пар трения барабанно-колодочных тормозов // Вестник Саратовского технического университета. 2012. Т.1, №1(63). С. 41-47.
3. Патент №2514385 РФ. Устройство и способ определения теплового режима металлополимерных пар трения барабанно-колодочного тормоза при их нагружении в стендовых условиях / Вольченко А.И., Киндрачук М.В., Вольченко Н.А., Вольченко Д.А., Журавлев Д.Ю., Поляков П.А. – Оpubл. 27.04.2014, Бюл. №. 12.
4. Поляков П.А., Полякова Е.А., Тагиев Р.С., Голиков А.А., Москаленко М.Б. Классификация систем охлаждения фрикционных узлов и критерии оценки // Современные проблемы теории машин. 2019. №8. С. 72-76.
5. Вольченко Н.А., Поляков П.А., Полякова Е.А., Федотов Е.С. Исследование конструкции системы охлаждения фрикционных узлов тормозных механизмов // Сборник по материалам международной научно-практической конференции, посвященной 100-летию ФГБОУ ВО «Кубанский государственный технологический университет» «Механика, оборудование, материалы и технологии». Краснодар, 2018. С. 147-160/
6. Поляков П.А. Повышение эффективности тяжело нагруженных фрикционных узлов тормозных устройств: дисс. ... канд. техн. наук. Краснодар, 2013. 157с.
7. Поляков П.А., Вольченко Н.А. Энергетический аспект процесса торможения автотранспортного средства // Сборник по материалам международной научно-практической конференции «Региональный технологический парк как инструмент модернизации промышленности Юга». Краснодар, 2012. С. 88-89.
8. Поляков П.А. Аналитический метод определения средних температур рабочих поверхностей обода тормозного барабана // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2012. № 4 (159). С. 173-177.
9. Федотов Е.С., Вольченко Н.А., Поляков П.А., Тагиев Р.С. Моделирование температурного поля дискового тормоза // Материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 100-летию ФГБОУ ВО "Кубанский государственный технологический университет": «Механика, оборудование, материалы и технологии». – Краснодар, 2019. – С.758-763.
10. Вольченко А.И., Возный А.В., Стадник О.Б., Поляков П.А., Красин П.С. Энергонагруженность трибосопряжений дисково-колодочных тормозов транспортных средств // Сборник «Сфера знаний: вопросы современного этапа развития научной мысли». Казань, 2018. С. 396-410.
11. Вольченко Н.А., Поляков П.А., Возный А.В., Стадник О.Б., Витвицкий В.С. Энергонагруженность дисково-колодочного тормоза с воздушным охлаждением типа «Многоструйный эжектор» // Сборник материалов международной конференции «Транспортные и транспортно-технологические системы». Тюмень, 2018. С. 69-73.

12. Поляков П.А. Повышение тормозных свойств спортивных автомобилей / Поляков П.А., Полякова Е.А. // Сборник статей IX Международной научно-производственной конференции «Перспективные направления развития автотранспортного комплекса». 2016. С. 41-44.

Сведения об авторах:

*Поляков Павел Александрович* – к.т.н., доцент кафедры автосервиса и материаловедения, КубГТУ, Краснодар;

*Федотов Евгений Сергеевич* – старший преподаватель кафедры автосервиса и материаловедения, КубГТУ, Краснодар;

*Полякова Елена Александровна* – ассистент кафедры «Прикладная математика», КубГТУ, Краснодар;

*Тагиев Руслан Суфудинович* – старший преподаватель кафедры автосервиса и материаловедения, КубГТУ, Краснодар;

*Москаленко Максим Борисович* – студент КубГТУ, Краснодар.