

УДК 629.413 - 592.113

¹Вольченко Н. А., ²Вудвуд А. Н., ³Журавлев Д. Ю., ³Возный А. В.,
³Витвицкий В. С.

¹Кубанский государственный технологический университет,
г. Краснодар

²Одесский национальный политехнический университет, г. Одесса

³Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и
газа, г. Ивано-Франковск

К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ СПЛОШНЫХ ДИСКОВ С ЭЛЕМЕНТАМИ ОХЛАЖДЕНИЯ В ТОРМОЗАХ ПОДКАТЕГОРИЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В материалах статьи рассмотрены вопросы, касающиеся оценки эффективности работы сплошных дисков с элементами охлаждения в парах трения и их влияния на основные эксплуатационные параметры тормоза в подкатегориях транспортных средств.

Ключевые слова: грузовое транспортное средство, дисково-колодочный тормоз, сплошной диск, диск с элементами охлаждения, энергонагруженность, напряженно-деформированное состояние, эксплуатационные параметры.

У матеріалах статті розглянуто питання, які стосуються оцінки ефективності роботи суцільних дисків з елементами охолодження в парах тертя гальма і їх вплив на основні експлуатаційні параметри в підкатегоріях транспортних засобів.

Ключові слова: вантажний транспортний засіб, дисково-колодкове гальмо, суцільний диск, диск з елементами охолодження, енерговантаженість, напружено-диформований стан, експлуатаційні параметри.

Materials in the article are considered questions concerning the evaluation of the performance of a solid disk with cooling elements in brake friction pairs and its effect on their main performance parameters by vehicle category.

Keywords: cargo vehicle, disk shoe brake, solid disk, disk with cooling elements, energy loading, stress-strain state, operational parameters.

Введение. Опыт эксплуатации транспортных средств показывает, что их надежность и безопасность движения зависят от энергонагруженности пар трения дисково-колодочных тормозных

©Вольченко Н. А., Вудвуд А. Н., Журавлев Д. Ю., Возный А. В.,
Витвицкий В. С.

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 зависит от энергонагруженности тормозного диска. Для снижения энергонагруженности пар трения тормоза на беговой дорожке трения сплошных дисков выполняют отверстия и канавки, которые повышают эффективность охлаждения пар трения тормоза, хотя и являются концентраторами напряжений и снижают их прочность.

Состояние проблемы. На современном этапе развития средств компьютерного моделирования процесс проектирования тормозных дисков (авиационных, транспортных средств, шахтных подъемных машин) дисковых и дисково-колодочных тормозов невозможно представить себе без проведения синтеза их фрикционных узлов, находящихся под воздействием динамических и тепловых нагрузок с учетом омывающих токов воздушной среды.

Существующая программа COSMOS Works в среде SolidWorks [1] позволяет производить тепловой расчет при сложном теплообмене (конвективном, кондуктивном и радиационном) при определении поверхностного температурного градиента и температурного напряженно-деформированного состояния исследуемых поверхностей. В данной программе сразу задается коэффициент теплопередачи через слои изделия без учета коэффициентов теплоотдачи к омывающему воздуху.

Влияние перфорации тормозных дисков на их температуру в условиях взлета и посадки транспортного самолета рассмотрено в работе [2]. В ней оценена энергонагруженность и напряженно-деформированное состояние перфорированных тормозных дисков. Однако не было учтено увеличение площади теплообмена от перфорации дисков и количество воздуха, омывающего их поверхности, т.е. интенсивность теплообмена.

Положительное влияние вентилируемых дисков на их энергонагруженность в дисково-колодочных тормозах транспортных средств отмечено во многих работах отечественных и зарубежных ученых, но в них отсутствует оценка эффективности элементов охлаждения (отверстий, канавок), выполненных в сплошных дисках. В частности, в работе [3] отмечено ничтожное влияние вентиляционных отверстий в диске на его энергонагруженность, но ничего не сказано об интенсивности охлаждения пар трения тормоза.

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

- особенности конструкции и работы сплошных дисков с элементами охлаждения в составе дисково-колодочного тормоза;

- этапы оценки эффективности элементов охлаждения сплошного диска в составе дисково-колодочного тормоза транспортного средства.

Цель работы - обоснование конструктивных параметров элементов (отверстий, канавок) охлаждения, расположенных на беговых дорожках трения сплошных дисков тормоза с учетом энергонагруженного и напряженного состояния для определения их работоспособности и эффективности.

Особенности конструкции и работы сплошных дисков с элементами охлаждения в составе дисково-колодочного тормоза.

Дисково-колодочный тормоз (рис. 1 *а*) содержит суппорт 2, в котором находятся тормозные колодки с фрикционными накладками (их позиции будут указаны ниже). Суппорт 2 подключен к гидравлическому приводу (не показан). Тормоз состоит из сплошного тормозного диска 1, имеющего фланец 3. На беговых дорожках трения диска 1 выполнены отверстия 4 и 5 под углом (рис. 1 *б*) и веерно (рис. 1 *г*), а также канавки 6 и 7 под углом (рис. 1 *в*) и веерно (рис. 1 *д*).

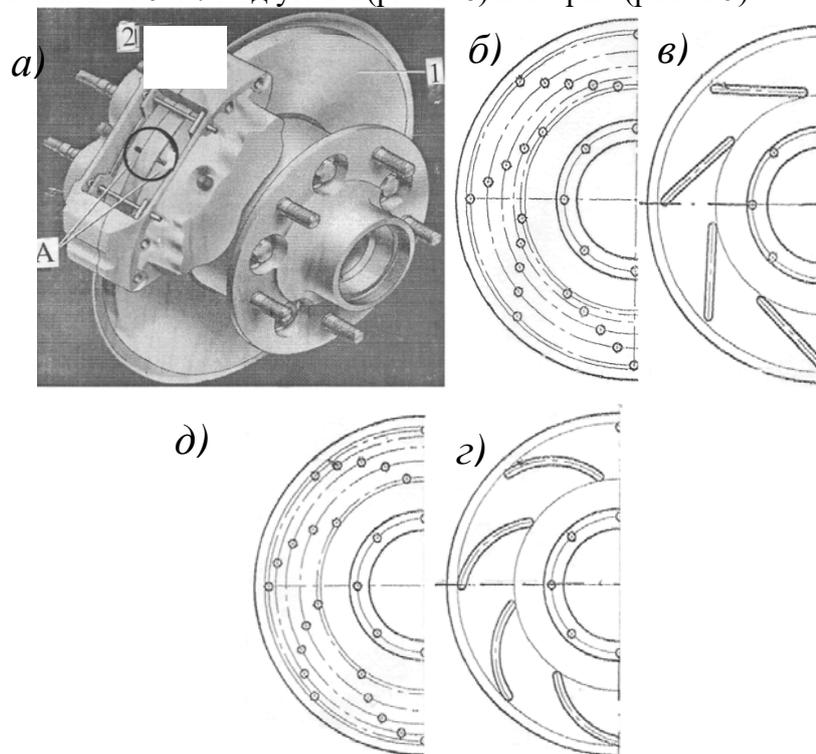


Рис. 1 *а, б, в, г, д* - Дисково-колодочный тормоз со сплошным диском (*а*) и его элементы охлаждения; *б, г* - отверстия расположенные под углом и веерно; *в, д* - канавки, расположенные под углом и веерно. 1 - сплошной диск; 2 - суппорт тормоза; 3 - фланец диска; 4, 5 - отверстия; 6, 7 - канавки

Дисково-колодочный тормоз с элементами охлаждения в режиме торможения и движения транспортного средства работает следующим образом. В первом режиме рабочие поверхности накладок колодок фрикционно взаимодействуют с беговой дорожкой трения диска тормоза. При этом рабочими поверхностями накладок происходит мгновенная закупорка отверстий 4 и 5 или канавок 6 и 7. Эффект охлаждения в первом случае минимален, а во втором случае формируется плоский вихрь, при котором охлаждающий эффект омывающего воздуха возрастает. Остальная часть поверхности беговой дорожки трения диска с отверстиями 4 и 5 в зависимости от градиента давления омывающего воздуха либо пронизывает тело диска, либо в нем тормозится. Канавки 6 и 7 способствуют завихрению омывающего воздуха и его "отскока" от поверхности беговой дорожки трения. В этом случае эффект охлаждения является ничтожным. В тормозном режиме диск вращается замедленно.

В режиме движения транспортного средства колесо с тормозным диском вращается намного быстрее, поэтому воздухообмен омывающего воздуха интенсифицируется, способствуя повышению эффективности охлаждения.

Из ряда конструктивных соотношений параметров пары трения эффективность тормоза определяют: коэффициент взаимного перекрытия, величина отношения внутреннего радиуса трения к наружному r_2/r_1 , ширина беговой дорожки трения и толщина диска. Опыт эксплуатации показывает, что коэффициент взаимного перекрытия ($k_{\text{вз}}$) не должен превышать 0,12...0,2, так как при $k_{\text{вз}} > 0,2$ температурный режим пары трения ужесточается. При этом изменение $k_{\text{вз}}$ в пределах 0,05...0,08 мало влияет на среднюю температуру диска при длительном торможении. Поверхностная температура при трении во многом определяется скоростью относительного скольжения элементов трения фрикционного узла. Скорость скольжения является функцией радиуса трения диска. Поэтому целесообразно при конструировании диска задавать величину отношения внутреннего радиуса трения к наружному в пределах 0,6...0,8. Ширина дорожки трения определяется значением r_2/r_1 , $k_{\text{вз}}$ и конструктивными соображениями. Общие габариты диска при принятом $k_{\text{вз}}$ зависят от допустимых значений удельных нагрузок в контактной зоне. При использовании формованных асбофрикционных материалов на смоляном или комбинированном связующем рабочая область удельных нагрузок составляет 2,5...4,0 МПа, при кратковременном превышении до 5,0...5,5 МПа. Удельные нагрузки в парах трения тормоза зависят от площади их трущихся поверхностей.

Метод нагревания и охлаждения сплошных дисков тормозных устройств транспортных средств при оценке их эффективности

заключается в определении энергонагруженности дисков с элементами охлаждения, расположенными на их беговой дорожке трения.

Метод оценки эффективности работы сплошных дисков с элементами охлаждения на:

Первом этапе расчетно-экспериментальным путем определяют конструктивные параметры отверстий и канавок для сплошного диска. На последнем они выполняются на его беговой дорожке трения. Анализ экспериментальных данных по истечению сжатого воздуха через трубки различного диаметра показал, что с уменьшением диаметра трубки скорость потока увеличивается. Поэтому отверстия целесообразно выполнять диаметром, равным $2r_1$ от среднего радиуса кольцевой поверхности трения диска. Глубину впадины принимают равной $0,05...0,08$ от толщины диска, а ширину - равную диаметру отверстия. Отверстия в сплошных дисках эжектируют встречные потоки воздуха, разбивая их на мелкие струи, а впадины осуществляют формирование воздушного плоского вихря между парами трения, что повышает эффективность их вынужденного воздушного охлаждения.

При учете концентраторов напряжений рассматривался симметричный цикл их нагружения диска. Для каждого отверстия в зоне концентратора полуциклы растяжения способствуют возникновению дополнительных остаточных напряжений сжатия для полуцикла сжатия, а полуциклы сжатия формируют дополнительные остаточные напряжения растяжения для полуцикла растяжения, увеличивая при этом амплитуду цикла на величину остаточных напряжений. Все это возможно потому, что на беговой дорожке трения диска имеют место процессы нагревания и охлаждения.

Втором этапе определяют силы, действующие на диски, которые вызывают напряженное состояние сплошного с отверстием и с канавкой дисков, нагретых до объемной температуры $150\text{ }^{\circ}\text{C}$. В расчетной схеме используют бесконечно малый объем диска, нагруженного следующими поверхностными и объемными силами:

$$\text{Инерции-} dC = \gamma \cdot h \cdot r^3 \cdot \omega^2 \cdot dr \cdot d\theta / g; \quad (1)$$

$$\text{радиальной - } R = \sigma_r \cdot h \cdot r \cdot d\theta; \quad (2)$$

$$\text{окружной - } F_o = \sigma_o \cdot h \cdot dr; \quad (3)$$

$$\text{трения - } F_T = f \cdot p \cdot A, \quad (4)$$

где γ - вес единицы объема материала диска; dr, h - высота и ширина прямоугольного сечения элементарного объема диска; r - внутренний радиус беговой дорожки трения диска; $d\theta$ - элементарный угол выделенного нагруженного элемента диска, отвечающий беговой дорожке трения; g - ускорение свободного падения тела; ω - угловая

скорость; f - динамический коэффициент трения; p - удельная нагрузка; A - площадь фрикционного взаимодействия пар трения; σ_r, σ_θ - напряжения: радиальные, окружные.

При этом наибольшее значение напряжений достигается: температурных (σ_θ) на внутреннем радиусе $2r_1$ отверстия диска

$$\sigma_{\theta \max} = \frac{\gamma \cdot \omega^2}{4 \cdot g} \left[r_2^2 \cdot (3 + \mu) + r_1^2 (1 - \mu) \right]; \quad (5)$$

радиальных в точках окружного сечения на радиусе $r_0 = \sqrt{r_1 \cdot r_2}$

$$\sigma_{r \max} = \frac{3 + \mu}{8} \cdot \frac{\gamma \cdot \omega^2}{g} (r_2 - r_1)^2, \quad (6)$$

при условии, что $\sigma_{\theta \max} > \sigma_{r \max}$, о чем свидетельствуют эпюры напряжений, приведенные на рис. 2 а, б; где $2r_2$ - внешний радиус диска; μ - коэффициент Пуассона материала диска.

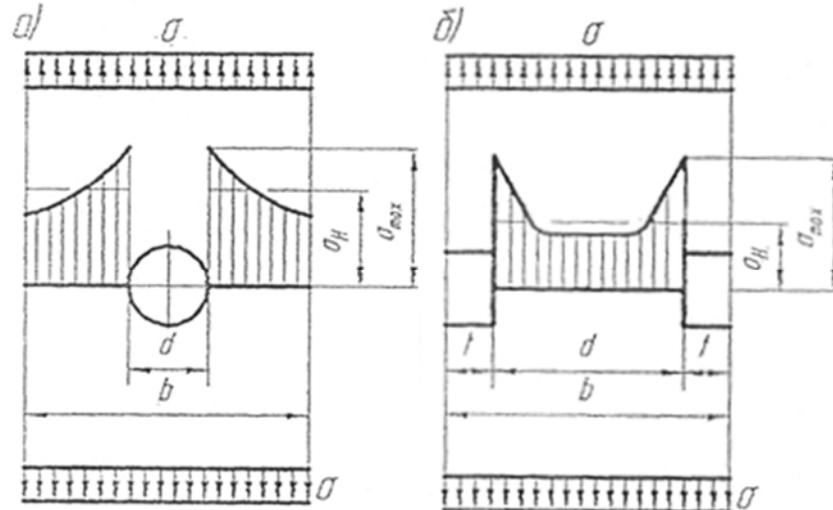


Рис. 2 а, б - Общие закономерности изменения концентраций напряжений вблизи отверстий (а) и канавок (б)

Проанализируем закономерности изменения напряжений в зависимости от радиуса сплошного диска с центральным отверстием (рис. 3 а) и с элементами охлаждения – вентиляционным отверстием (рис. 3 б) и впадиной (рис. 3 в).

Радиальные и окружные напряжения, возникающие от центробежных сил, при вращении тормозных дисков тормоза незначительны, они не превышают 1,8 МПа. При этом радиальные напряжения возрастают к среднему радиусу беговой дорожки трения

диска, а затем уменьшаются к его внешнему радиусу. Окружные напряжения уменьшаются от внутреннего радиуса диска к внешнему радиусу.

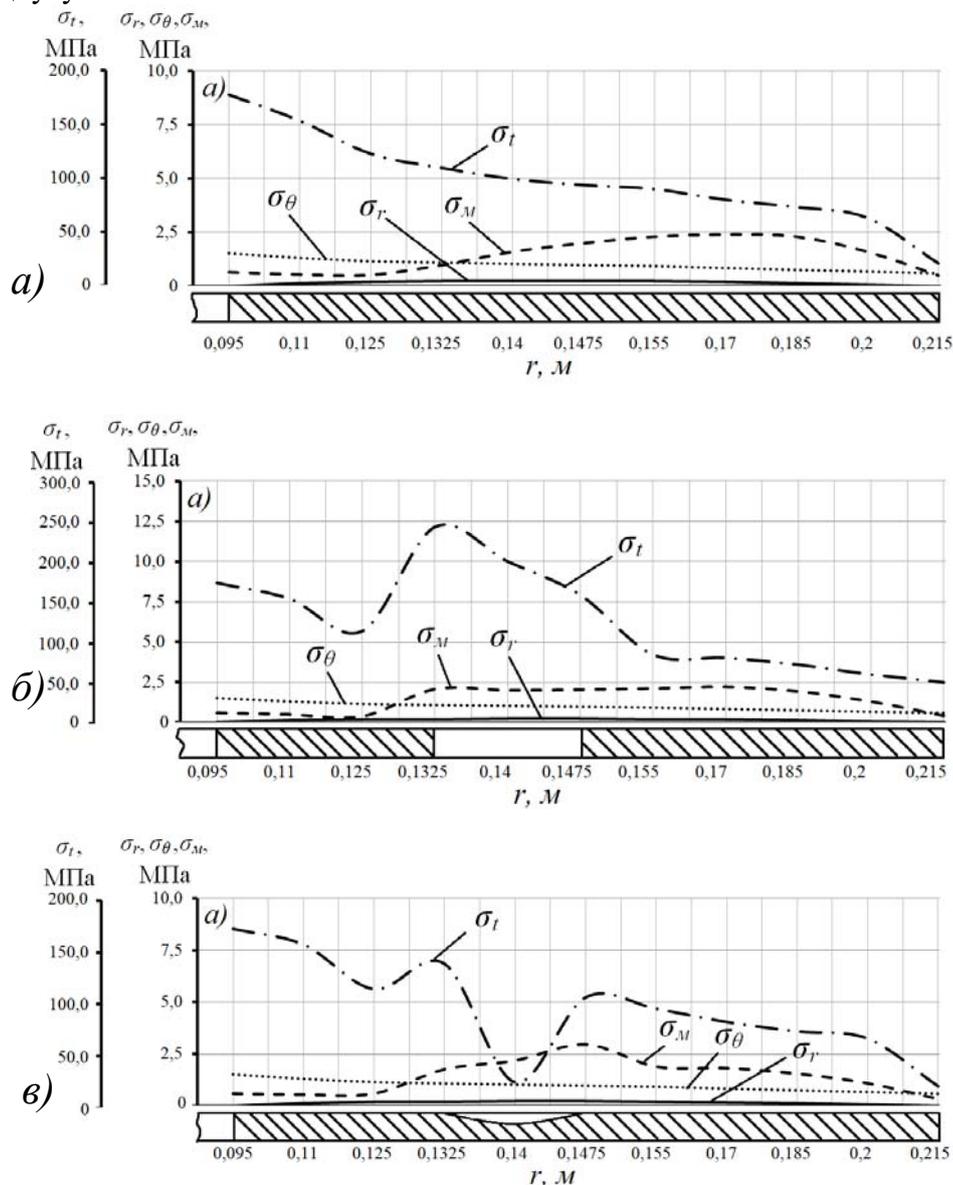


Рис. 3 а, б, в - Распределение различных видов напряжений, возникающих в теле сплошного (а), с отверстием (б) и с канавкой (в) дисков, в зависимости от их радиусов дисково-колодочного тормоза транспортного средства модели MAN TGA 26.430: σ_r , σ_θ и σ_M , σ_t - напряжения: радиальные, окружные и механические (возникают от центробежных сил), температурные (возникают в результате от фрикционного взаимодействия)

Механические напряжения возникают от действия удельных нагрузок в парах трения дисково-колодочных тормозов транспортного средства в зависимости от типа тормозного режима (единичного, экстренного, циклического или длительного). Механические напряжения во всех расчетных схемах изменяется от 0,5 до 3,5 МПа в зависимости от коэффициента взаимного перекрытия пар трения тормоза.

При исследовании конструктивных вариантов тормозного диска с отверстиями и с канавками (см. рис. 3 б и 3 в) рассматривались сечения по внутренней поверхности отверстия и закруглению канавки, как наиболее энергонагруженные. В этих дисках распределение напряжений происходит так же, как и в сплошном диске, однако в зоне нижнего отверстия беговой дорожки трения диска и канавки на внешней поверхности наблюдается скачок температурных и механических напряжений. Следует отметить, что максимальный скачок температурных напряжений возникает в точке, которая образуется при сечении контура отверстия линией, проходящей через его

центр или центр закругления канавки и центр тормозного диска. Это можно объяснить тем, что диск выгибается, при этом отверстия и канавки сплюсциваются. Температурные напряжения во всех расчетных схемах изменяются от 0,5 до 2,0 МПа в зависимости от энергонагруженности тормоза и закономерности их изменения носят волнообразный характер.

Из анализа температурных напряжений следует, что процесс трещинообразования начинается в месте беговой дорожки трения диска в нижнем отверстии и в нижней части впадины (примерно при $R=0,1325$ м), то есть в месте, где наблюдается большой скачок температурных напряжений, что ведет к увеличению их градиентов.

Третьем этапе производят сравнительную оценку основных эксплуатационных параметров пар трения дисково-колодочного тормоза с серийным и с элементами охлаждения дисков.

Одним из важнейших конструктивных параметров дисково-колодочного тормоза является коэффициент взаимного перекрытия, характеризуемый отношением площадей трения элементов контактирующей пары «диск – накладки колодок». Дисково-колодочный тормоз (см. рис. 1 а) имеет низкий коэффициент взаимного перекрытия ($k_{вз}=0,1...0,2$), что создает хорошие условия для эффективного вынужденного охлаждения. Это особенно важно для автотранспортных средств, работающих в городских условиях с частыми остановками.

На реальных физических моделях в эксплуатационных и стендовых условиях изучали температурное поле при электротермомеханическом трении пары «СЧ-15 – ФК-24А» с

соблюдением условия $\Delta\theta_{\Pi} > \Delta\theta_V$. Испытания проводили на серийном и модельном дисково-колодочном тормозе. В результате исследований коэффициента взаимного перекрытия $k_{\text{вз}}$ и параметров процесса трения, из которых выделено импульсное нормальное усилие N , в зависимости от термосостояния диска было установлено (рис. 4 а, б, в, г, д, е):

- уменьшение $k_{\text{вз}}$ приводит к снижению средней поверхностной θ_{Π} и объемной θ_V температуры и уменьшению их градиентов $\frac{\partial\theta_{\Pi}}{\partial l}$ и $\frac{\partial\theta_V}{\partial\delta}$; увеличение $k_{\text{вз}}$ способствует возрастанию $\frac{\partial\theta_{\Pi}}{\partial l}$ и $\frac{\partial\theta_V}{\partial\delta}$;

- повышение $k_{\text{вз}}$ вызывает увеличение динамического коэффициента трения; динамический коэффициент трения повышается в связи с уменьшением $\frac{\partial\theta_{\Pi}}{\partial l}$; $\frac{\partial\theta_V}{\partial\delta}$;

- увеличение $k_{\text{вз}}$ и $\frac{\partial\theta_{\Pi}}{\partial l}$; $\frac{\partial\theta_V}{\partial\delta}$ способствует возрастанию интенсивности износа U .

Для фрикционных пар дисково-колодочного тормоза (в стендовых условиях) уменьшение $k_{\text{вз}}$ при работе трения $W_T = \text{const}$ способствует увеличению износа только при условии, когда функции $f = f(k_{\text{вз}}, \frac{\partial\theta_V}{\partial\delta})$ и $U = U(k_{\text{вз}}, \frac{\partial\theta_{\Pi}}{\partial l})$ от параметра $k_{\text{вз}}$ изменяются

интенсивнее, чем от $\frac{\partial\theta_{\Pi}}{\partial l}$ и $\frac{\partial\theta_V}{\partial\delta}$:

$$\frac{\partial f(k_{\text{вз}}, N, \partial\theta_V / \partial\delta)}{\partial k_{\text{вз}}} > \frac{\partial f(k_{\text{вз}}, N, \partial\theta_V / \partial\delta)}{\partial\theta_{\Pi} / \partial l}; \quad (7)$$

$$\frac{\partial U(k_{\text{вз}}, N, \partial\theta_V / \partial\delta)}{\partial k_{\text{вз}}} > \frac{\partial U(k_{\text{вз}}, N, \partial\theta_V / \partial\delta)}{\partial\theta_{\Pi} / \partial l} \quad (8)$$

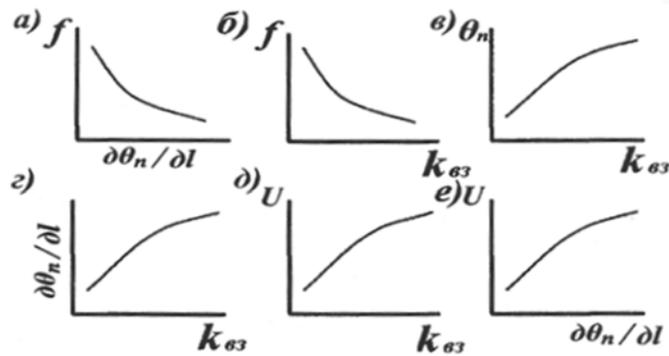


Рис. 4 а, б, в, г, д, е - Закономерности влияния коэффициента взаимного перекрытия $k_{вз}$ (б, в, д) и температурного градиента по длине поверхности ($\partial\theta_n/\partial l$) (а, е) на динамический коэффициент трения f (а, б), интенсивность изнашивания (U) (д, е) и среднюю температуру поверхностей трения θ_n (в), а также коэффициент взаимного перекрытия $k_{вз}$ на температурный градиент по длине поверхности ($\partial\theta_n/\partial l$) (г)

Для измерения поверхностных температур пар трения дисково-колодочного тормоза переднего моста транспортного средства в его узел трения размещают термоэлектроды 8 термодпар 9 (рис. 5). Двухканальная керамическая трубка 10 устанавливается в отверстие 11 фрикционной накладке 13 и выводится заподлицо ее рабочей поверхности. В трубку 10 диаметром 4,0 мм вложены термоэлектроды 8 термодпары 9, изготовленной из хромель-копелевой проволоки диаметром 0,4 мм.

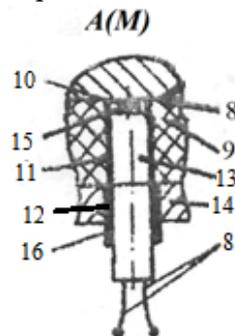


Рис. 5 - Вид А - установка термодпары в узел трения; 8, 9 - электроды термодпары; 10 - керамическая трубка; 11, 12 - отверстия в накладке и колодке; 13 - фрикционная накладка; 14 - тормозная колодка; 15, 16 - термоизоляционные втулки

Положительным термоэлектродом 8 является хромелевая проволока, а отрицательным - копелевая проволока. Головка термопары 9 (в виде сферы), которая взаимодействует с рабочей поверхностью тормозного диска 1, изготовлена из высокотемпературного медного припоя в виде спая диаметром 3,0 мм и установлена в ограничительное кольцо 15. Последнее препятствует выходу из строя головки термопары 9 и способствует ее работе до полного износа фрикционной накладки. Двухканальная керамическая трубка 10 (керамическая трубка состоит из двух частей) установлена с изоляционными втулками 15 и 16 в отверстие 12 тормозной колодки 14. Длина термоэлектродов 8 200...350 мм составляет и выбирается из условия, чтобы за время экспериментов холодный спай не успел прогреться. Выводы на регистрирующую аппаратуру осуществлялись медными проводами. Термопара 9 перед ее установкой тарировалась вместе с соединительными проводами. Разгоняют транспортное средство до заданной скорости и выполняют циклические торможения дисково-колодочным тормозом путем прикладывания и снятия усилия с педали тормоза (на рис. 1 *a* не показаны), прижимая с помощью тормозных колодок 14 фрикционные накладки 13 рабочими поверхностями к рабочей поверхности в тормозных дисков 1. После завершения циклических торможений транспортным средством снимают нагрузку с тормозной педали и с помощью гидропривода отводят тормозные колодки 14 с накладками 13 от рабочей поверхности тормозного диска 1.

При поверхностных температурах металлического сплошного тормозного диска, изготовленного из различных материалов, превышающих 150...200 °С, интенсивность вынужденного конвективного теплообмена резко падает, но возрастает эффективность теплообмена лучеиспусканием. Согласно закону Стефана-Больцмана коэффициент лучеиспусканием равен:

$$\alpha_L = \frac{C_L \cdot \left[\left(\frac{\theta_H}{100} \right)^4 - \left(\frac{\theta_B}{100} \right)^4 \right]}{\theta_H - \theta_B}, \quad (9)$$

где θ_H - температура нагревания поверхностей сплошного тормозного диска, К; θ_B - температура окружающей среды, К; C_L – коэффициент излучения, Вт/(м²·К⁴).

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 достижении диском 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:

чугун

сталь

$$\frac{A_{охл}}{A_{нагр}} = \frac{0,105}{0,03} = 3,5. \quad \frac{A_{охл}}{A_{нагр}} = \frac{5,0}{1,1512} = 3,31$$

В данном случае рассматриваются площади поверхностей теплообмена сплошного диска тормоза, смонтированного на балке переднего моста грузового транспортного средства модели MAN.

Процентное расхождение между полученными величинами отношений для различных материалов тормозных дисков для первого и второго случая не превышает 7%, что является хорошим результатом для подобных расчетов.

Известно, что от величины $k_{вз}$ зависит тормозной момент, развиваемый парами трения тормоза (рис. 6 а).

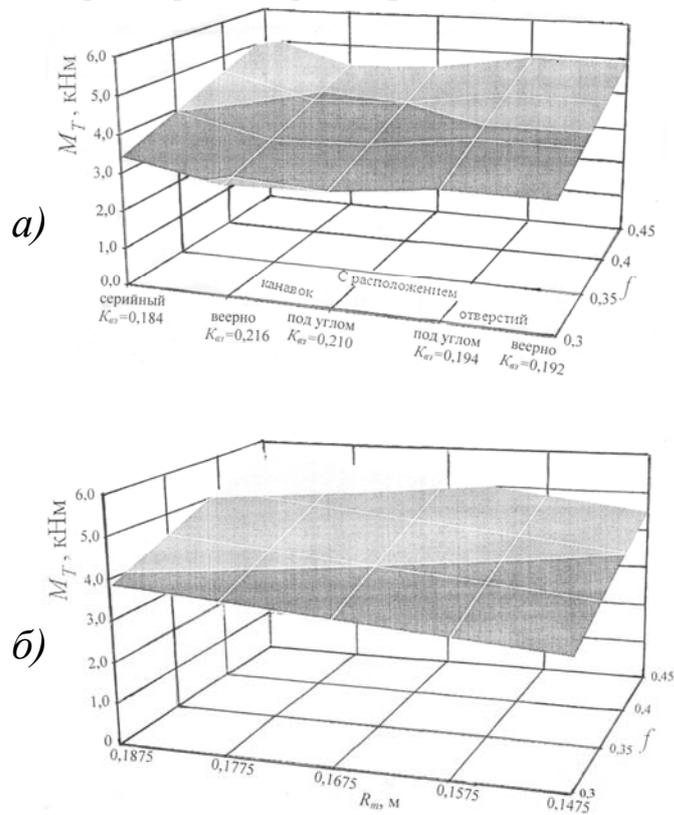


Рис. 6 а, б - Закономерности изменения тормозного момента, развиваемого передним дисково-колодочным тормозом грузового транспортного средства модели MAN TGA 26.430, от динамического коэффициента трения во фрикционных узлах и коэффициентов взаимного перекрытия их пар трения (а); среднего радиуса беговой дорожки диска (б)

Значительное влияние на реализуемый тормозной момент в парах трения тормоза со сплошным диском и с дисками с элементами охлаждения оказывает средний радиус кольцевой поверхности трения диска (см. рис. 6 б). Так, при увеличении R_m от 0,1475 до 0,1875 м, а динамического коэффициента трения - от 0,3 до 0,45 тормозной момент увеличился с 1,5 до 5,5 кНм, т. е. на 4 кНм.

На четвертом этапе для определения эффективности элементов охлаждения, выполненных на беговой дорожке трения дисков, фрикционно взаимодействующих с рабочими поверхностями накладок колодок, в накладки вмонтированы термодиски с термоэлектродами. На время эксплуатационных испытаний на передний мост транспортного средства в правый тормоз устанавливают сплошной диск, а в левом тормозе поочередно меняют диски, на беговых дорожках трения которых выполнены отдельно отверстия (см. рис. 1 б) и канавки (см. рис. 1 в) под углом; отдельно отверстия (см. рис. 1 г) и канавки (см. рис. 1 д) веерно. Путем циклических торможений транспортного средства (скорость между циклами, их количество и продолжительность устанавливается Правилom №13 ЕЭК ООН для различных подкатегорий транспортных средств) пары трения тормозов нагревают до поверхностной температуры 300 °С, т. е. выше допустимой для материала фрикционной накладки. Затем пары трения (в разомкнутом состоянии) левого и правого тормоза вынужденно охлаждаются встречными потоками воздуха при движении транспортного средства с различными скоростями одинаковой продолжительности по времени. Затем транспортное средство останавливают с замкнутыми парами трения тормозов и по соотношению измеренных объемных температур сплошного и с элементами охлаждения дисков правого и левого тормоза, т. е. $\frac{(\theta_1 - \theta_0)}{(\theta_2 - \theta_0)}$ определяют эффективности элементов охлаждения тормозных дисков температурным способом.

В табл. 1 приведены результаты экспериментальных исследований энергонагруженности сплошных и с элементами охлаждения дисков передних тормозных механизмов грузового транспортного средства модели MAN TGA 26.430.

Таблица 1

Энергонагруженность сплошных и с элементами охлаждения дисков передних тормозных механизмов грузового транспортного средства модели MAN

Конструктивные выполнения рабочей поверхности диска			Средняя объемная температу ра диска с фланцем, °С	Эффектив- ность охлаждения, $\frac{(\theta_1 - \theta_0)}{(\theta_2 - \theta_0)}$	Градиент температуры по срединной линии толщины диска, °С/мм
серийное			140,0	-	0,79
С расположени	канал ок	веерно	125,0	14,3	1,15
		под углом	130,0	9,1	0,96
	отвер стий	веерно	120,0	20,0	1,04
		под углом	125,0	14,3	0,88

Анализ полученных экспериментальных данных показывает, что выполнение отверстий веерно и под углом в сплошном диске имеет наибольшую эффективность. Однако статистические данные по эксплуатации сплошных дисков с расположением отверстий под углом и веерно на их беговых дорожках трения указывают на низкую долговечность дисков в связи с зарождением и развитием микротрещин, которые стремительно растут.

Выводы. На основании расчетных и экспериментальных этапов доказана эффективность вынужденного воздушного охлаждения за счет применения отверстий и канавок, расположенных под углом и веерно на беговых дорожках трения сплошных дисков в тормозных механизмах различных подкатегорий транспортных средств.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алямовский А. А. COSMOSWorks. Основы расчета конструкций на прочность в среде SolidWorks / А. А. Алямовский. - М.: Изд-во ДМК Пресс, 2010. - 784 с., ил. (Серия "Проектирование").
2. Капитонова Л. В. Влияние перфорации дисков на их температуру в условиях взлета и посадки транспортных самолетов [Текст] / Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. - №70. - 2015. - С. 160-167.
3. Кита Я. Влияние отверстий в тормозных дисках на охлаждение тормозов / Я. Кита // Sumitomo Electr. Rev. - 1986 / - №93. - S. 88-92. - (Пер. с япон.).