

УДК 629-413-592.112

Н. А. ВОЛЬЧЕНКО¹, А. В. ВОЗНЫЙ², А. Н. ВУДВУД³, О. Б. СТАДНЫЙ²,
В. С. ВИТВИЦКИЙ²

¹Кубанский государственный технологический университет, г. Краснодар, Россия

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

³Одесский национальный политехнический университет, Украина

ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТЬ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ДИСКОВ В ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВАХ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН (ЧАСТЬ ПЕРВАЯ)

В материалах статьи показан сопоставительный анализ особенностей конструкций цельных и самовентилируемых тормозных дисков, их материалов, исходя из энергонагруженности, а также энергетический баланс воздушного потока, циркулирующего в полости диска.

Ключевые слова: дисково-колодочный тормоз, цельный и самовентилируемый тормозной диск, вынужденное воздушное охлаждение, энергетический баланс потока воздуха, градиенты: плотности, скорости, температуры и напряжений.

Введение. Тормозной диск в составе дисково-колодочного тормоза является наиболее термически нагруженной деталью в транспортных средствах (при частых торможениях на беговой дорожке трения диска объемная температура может достигать более чем 500°C), что недопустимо из условия обеспечения безопасности движения транспортного средства. Установлено, что у тормозного диска есть две основные характеристики – он должен быть прочным (не деформироваться при многоцикловом нагревании и вынужденном воздушном охлаждении из-за больших поверхностных температурных градиентов, и как следствие, температурных напряжений способствующих возникновению и развитию микротрещин на поверхности диска) и интенсивно охлаждаются за счет выполнения в теле диска вентиляционных каналов. Вторичной, но также важной характеристикой тормозного диска является вес (тормозные диски являются частью неподрессоренных масс, уменьшение которых положительно влияет на динамику, работу подвески, топливную экономичность и т.д.) и дополнительные особенности для улучшения эффективности работы диска в сочетании с накладками тормозных колодок (насечки на беговой дорожке трения для отвода продуктов износа материалов накладок, тип диска для обеспечения равномерного контакта в паре микровыступов накладки и диска).

Состояние проблемы. Наличие в полости самовентилируемого тормозного диска элементов «начинки», т.е. ребер, полуребр, цилиндрических столбиков и др., с входящими и выходящими каналами различного профиля и цилиндрическими отверстиями, выполненными в теле диска способствуют турбулентности циркулирующего воздуха в нем, и следовательно, увеличивает эффективность вынужденного охлаждения. Однако в самовентилируемых тормозных дисках не все так просто, поскольку:

- наблюдается переменная толщина полудиска по его радиусу;
- возникают большие поверхностные температурные градиенты снаружи полудисков в начальный момент торможения, что может вызвать значительные температурные напряжения, и как следствие, микротрещины;

- необходимо учитывать прочность каждого из полудисков и их металлоемкость;
- нарушается пропорция между площадями полированной и матовыми поверхностями для соблюдения равенства отношения коэффициентов излучения выше указанных поверхностей;

- не изучена и не исследована аэродинамика воздушных потоков в полости диска.

Согласно патента Brembo на PVT в самовентилируемых тормозных дисках между их полудисками предлагается использовать в качестве перегородок цилиндрические столбики вместо вентиляционных лопастей. Такое конструктивное решение позволит: увеличить площадь теплообмена, т.е. эффективность вынужденного воздушного охлаждения; уменьшить поверхностные температурные градиенты, а следовательно, и температурные напряжения, что существенно скажется на развитии и распределении микротрещин на поверхностях диска. Удивляет то, что повышается устойчивость к термическим микротрещинам более чем на 40%.

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

- системный анализ конструкций различных типов тормозных дисков;
- компоновочные схемы колодок с накладками по отношению к радиусам их расположения на цельном тормозном диске;
- энергетический баланс потока воздуха, омывающего элементы «начинки» в полости самовентилируемого диска.

Цель работы – обоснование особенностей конструкции цельных и самовентилируемых дисков тормозов, исходя из их энергонагруженности.

Системный анализ конструкций различных типов тормозных дисков. Прежде чем приступить к системному анализу конструкций различных типов тормозных дисков рассмотрим работу дисково-колодочного тормоза с гидравлическим приводом (рис. 1).

В колесные цилиндры 1, 5 транспортного средства подается тормозная жидкость под давлением, взаимодействующая с поршнями 2 и 4, которые перемещаясь давят на тормозные колодки с накладками 3. Последние фрикционно взаимодействуют с беговой дорожкой трения цельного тормозного диска 7. Таким образом производится притормаживание или торможение транспортного средства.

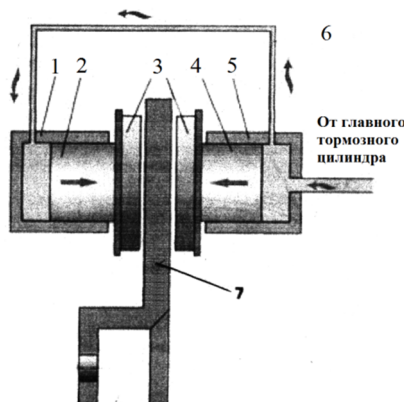


Рис. 1. Схема дисково-колодочного тормоза: 1, 5 – колесные цилиндры; 2, 4 – поршни; 3 – тормозные колодки с накладками; 6 – трубопровод; 7, 8 – тормозной диск с фланцем

Тормозные диски делятся на такие типы:

– цельные диски, представляют собой одно сплошное цилиндрическое кольцо определенной толщины с несквозной перфорацией, к которой относится слотирование (нанесение неглубоких кривых или прямых рисок на поверхность диска, идущих от его центра к периферии) или выполнение на поверхностях диска неглубоких отверстий;

– самовентилируемые диски состоят из двух полудисков с полостями между ними, которые, в основном, выполнены со сквозной перфорацией, а также с насечками и без таковых; одним из вариантов выполнения воздушных каналов является так называемая «лапа кенгуру», в которых использовано большое количество соединительных перегородок, позволяющие эжектировать воздушные токи потока, а также увеличивать прочность диска. Такой тип диска запатентован и производится только австралийской компанией DBA.

В табл. 1 приведен перечень фирм и компаний, которые выпускают цельные и самовентилируемые тормозные диски.

Таблица 1

Конструктивные варианты выполнения цельных и самовентилируемых тормозных дисков

№ п/п	Название дисков	Материалы	Особенности конструкции дисков
1	Girodisc	высококачественный	С плавающей системой крепления и направленными вентиляционными каналами различной формы
2	Performance Friction		
3	DBA 5000 Series		
4	Endless		
5	Baer Eradispeed	обычный	Самовентилируемые. Очень легкие
6	Racing Brake		Самовентилируемые
7	Probject Mu		То же
8	Brembo		Цельный диск. Достаточно тяжелый
9	Girodisc		Цельный диск
10	DBA		То же
11	Racing Brake		То же
12	Taros-Rotora		То же
13	Endless		То же
14	PowerSlot		То же
15	Centric Premium		Замена цельных дисков
16	EBC		То же
17	Fritz		Цельный диск

В табл. 1 отдан приоритет цельным тормозным дискам. Однако некоторые из них (обозначены поз. 8-14) можно рассматривать как переходной вариант между цельным и самовентилируемым дисками. На нерабочей поверхности диска с обеих его сторон выполняются насечки, углубления различной формы и т.д. Особо необходимо выделить тормозной диск DBA (поз. 10) на поверхности которого имеются цветные полосы, реагирующие на температуру, являющиеся своего рода цветовым индикатором нагревания диска для водителя транспортного средства.

На рис. 2 проиллюстрированы конструктивные варианты цельных тормозных дисков, имеющими несквозную перфорацию, т.е. со слотированием насечек 2 и глухих отверстий 3, а также возникновение возле одного из полуотверстий 3 трещины 4.

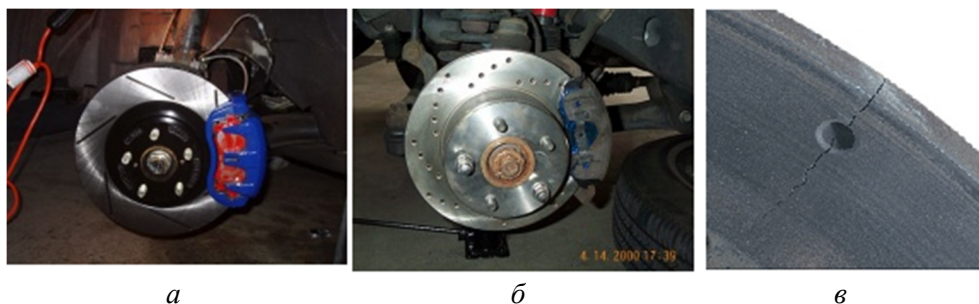


Рис. 2. Конструктивные варианты цельных тормозных дисков с: насечками (а) и несквозными отверстиями (б) и с трещиной возле одного из них (в)

Несквозная перфорация на поверхностях цельного диска позволяет отводить рабочие газы от пятен контактов микровыступов пар трения тормоза и циркулировать омывающему воздуху в углублениях диска.

В самовентилируемых полых дисках возможна реализация чередующихся отверстий с ребрами по дуге и с чередующимися: выступами с зазором; полуребрами и ребрами; ребрами (рис. 3). Указанные элементы в полых дисках выполняют роль лопаток, как у центробежного вентилятора.

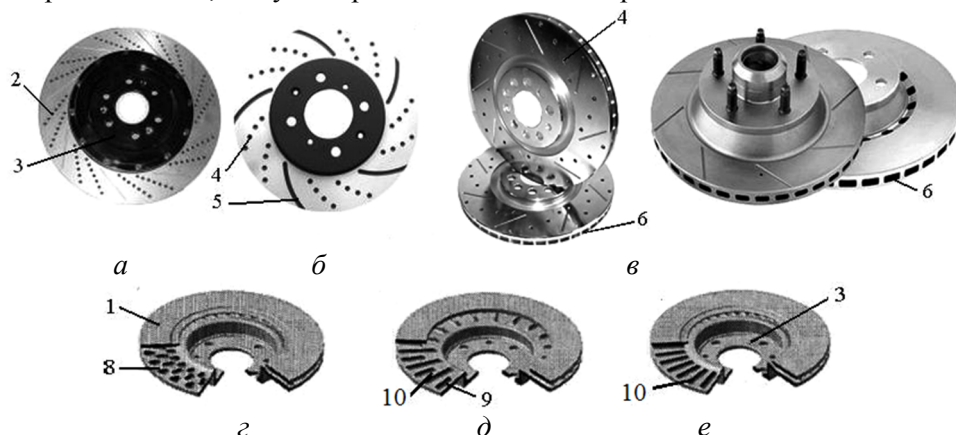


Рис. 3. Конструктивные варианты самовентилируемых тормозных дисков 1 с: отверстиями 2 по касательной к фланцу 3 (а); чередующимися отверстиями 4 с ребрами 5 по дуге (б); вентиляционными каналами 6, отверстиями 4 и канавками 7 (в, два варианта) и с радиальными чередующимися выступами 8 с зазором (г); полуребрами 9 и ребрами 10 (д); ребрами 9 (е)

Выполнение в сплошных дисках сквозных отверстий по касательной к фланцу, а также вентиляционных каналов (рис. 3, а, в) способствует увеличению времени взаимодействия их поверхностей со скоростными токами омывающего воздуха. Кроме того, введение указанных элементов в тормозные диски способствует возникновению воздушных вихрей, обладающих лучшей эффективностью вынужденного охлаждения.

Аккумулятором тепловой энергии в данном виде тормоза является тормозной диск, который распределяет ее к периферии от его пояса трения, к центру - фланцу диска и через крепежные болты - к суппорту балки переднего моста транспортного средства посредством кондуктивного теплообмена.

Фрикционные накладки колодок являются своего рода теплоизолятором между поясом трения диска и собственно тормозной колодкой. При этом не пе-

рекрытые поверхности цельного диска омываются скоростными токами воздуха при движении транспортного средства. В самовентилируемом тормозном диске (см. рис. 3, в) процессы нагревания и вынужденного охлаждения происходят несколько иначе, чем в цельном тормозном диске. Во-первых, теплота генерируемая на поясе трения самовентилируемого тормозного диска, расходуется на нагревание его тонких рабочих и нерабочих поверхностей вместе с радиальными чередующимися выступами с зазором, полуребрами – ребрами и ребрами (см. рис. 3, г, д, е). Перечисленные элементы с развитыми поверхностями теплообмена омываются скоростными токами воздуха. В процессе длительного нагревания пояса трения самовентилируемого диска за счет вынужденного охлаждения создается температурный градиент по толщине его боковых стенок, который к концу торможения заметно снижается из-за прогрева боковой стенки. Во-вторых, аккумулируемая теплота в поясе трения распространяется к периферии и к центру от него в те части нагруженной поверхности самовентилируемого тормозного диска, которые интенсивно вынужденно охлаждаются, что ведет к увеличению поверхностного температурного градиента.

Тормозные диски являются элементом дисково-колодочного тормоза и они наиболее подвержены температурным напряжениям, которые способны на их поясах трения вызывать микротрещины из-за наличия сквозной и несквозной перфорации в теле диска. О возникновении трещины в теле цельного диска свидетельствует (см. рис. 2, в). Поэтому требования к материалу для их производства все время ужесточаются – высокая термостойкость, сопротивляемость деформациям и истиранию (см. табл. 2).

Таблица 2

Термомеханические параметры материалов тормозных дисков

Термомеханические параметры	Единица измерений	Материалы		
		C/SiC	C/SiC для углеродно-керамических дисков	серый чугун (66-20)
Плотность	г·см ⁻³	1,8-2,9	2,45	7,25
Граница прочности: на разрыв;	МПа	10-240	20-40	200-250
при изгибе	МПа	20-210	50-80	150-250
Модуль Юнга	ГПа	20-240	30	90-110
Удлинение	%	0,05-0,8	0,3	0,3-0,8
Термостойкость	Вт·м ⁻¹	26500	>27000	<5400
Максимальная рабочая температура	°С	1400	900	700
Линейный коэффициент теплового расширения	°С ⁻¹	1,0-3,5	2,6-3,0	9-12
Теплопроводность	Вт·м ⁻¹ ·°С ⁻¹	20-150	40	54
Удельная теплоемкость	кДж ⁻¹ ·°С ⁻¹	1,6-1,7	0,8	0,5

Долгое время использовался только чугун, но затем стали применять серый высокоуглеродистый чугун и высоколегированные сплавы на основе хрома, никеля, ванадия, кобальта, магния и т.д., которые значительно повышают термостойкость и износоустойчивость изделий. Следует выделить карбоновые и керамические тормозные диски, и те, и другие сверхпрочные, сверхлегкие и невероятно термоустойчивые. Но, во-первых, они очень дорогие, во-вторых, малоэффективны при малых нагрузках, т.е. для полноценного функционирования их

сначала нужно порядочно разогреть, чтобы эффективно включить электротермическое сопротивление пятен контактов микровыступов дисков.

Компоновочные схемы колодок с накладками по отношению к радиусам их расположения на цельном тормозном диске. На рис. 4 проиллюстрированы схемы фрикционного взаимодействия пар трения дисково-колодочного тормоза со смещенными колодками с накладками по отношению к беговой дорожке трения цельных дисков, а на рис. 5, показаны зоны энергонагруженности и тепловых токов трех основных компоновочных схем при фрикционном взаимодействии. Проанализируем представленные схемы с учетом фланца с точки зрения их энергонагруженности, возникающих температурных градиентов, и как следствие, температурных напряжений в теле тормозных дисков:

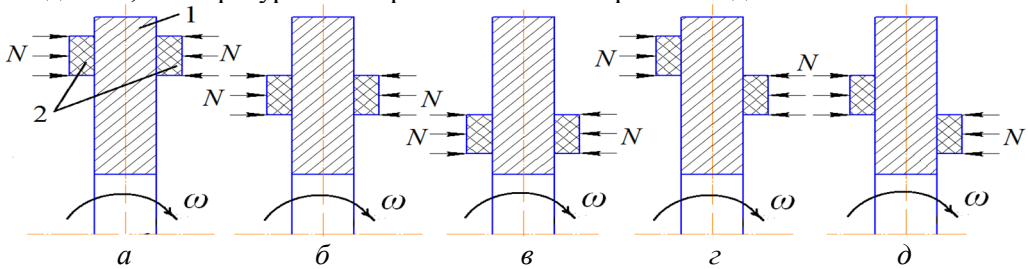


Рис. 4. Схемы фрикционного взаимодействия пар трения дисково-колодочного тормоза со смещением накладок по отношению к боковым поверхностям диска: а, б, в – параллельным; г, д – последовательным; 1 – тормозной диск; 2 – фрикционные накладки; N – усилие нажатия; ω – угловая скорость диска

– металлоемкость фланца диска намного больше нежели самого диска и поэтому чем дальше от фланца будут расположены беговые дорожки трения диска, тем больше будет температурный градиент между ними, а следовательно, будет расти напряженно-деформированное состояние участка между радиусами «нижней окружностью беговой дорожки трения диска – окружностью сопряжения диска с фланцем»;

– из-за того, что тепловые потоки, генерируемые на правой стороне диска, сильнее и быстрее перетекают во фланец (при условии, что фланец также находится справа) нежели тепловые потоки с левой стороны, правая часть охлаждается быстрее, и, следовательно, сжимается, что ведет к прогибу диска вправо и, как следствие, возникают дополнительные напряжения;

– при расположении накладок колодок последовательно (рис. 4, г, д) встречные тепловые потоки огибаются и протекают кондуктивно во все тело тормозного диска, что способствует лучшему его прогреву, и, как следствие, возникновению меньших температурных градиентов;

– из-за последовательного размещения тормозных колодок в диске создается изгибающий момент, что ведет к прогибу диска по его радиусу, поэтому следует учитывать этот фактор при оценке напряженно-деформированного состояния тормозного диска.

Энергетический баланс потока воздуха, омывающего элементы «начинки» в полости самовентилируемого диска. Вынужденное воздушное охлаждение внутренних поверхностей самовентилируемых тормозных дисков с «начинкой» их полостей осуществляется за счет вентиляционного эффекта путем изменения градиента плотности токов слоев воздуха, омывающего в полости самовентилируемого диска, сопровождается потерями механической энер-

гии. Эти потери обусловлены силами трения, образованием вихрей в местах изменения зазора между элементами «начинки», эжектированием потоков воздуха (применением диффузоров и конфузоров), а также преодолением подъемных сил и неравномерностью движения воздуха при неизотермическом течении.

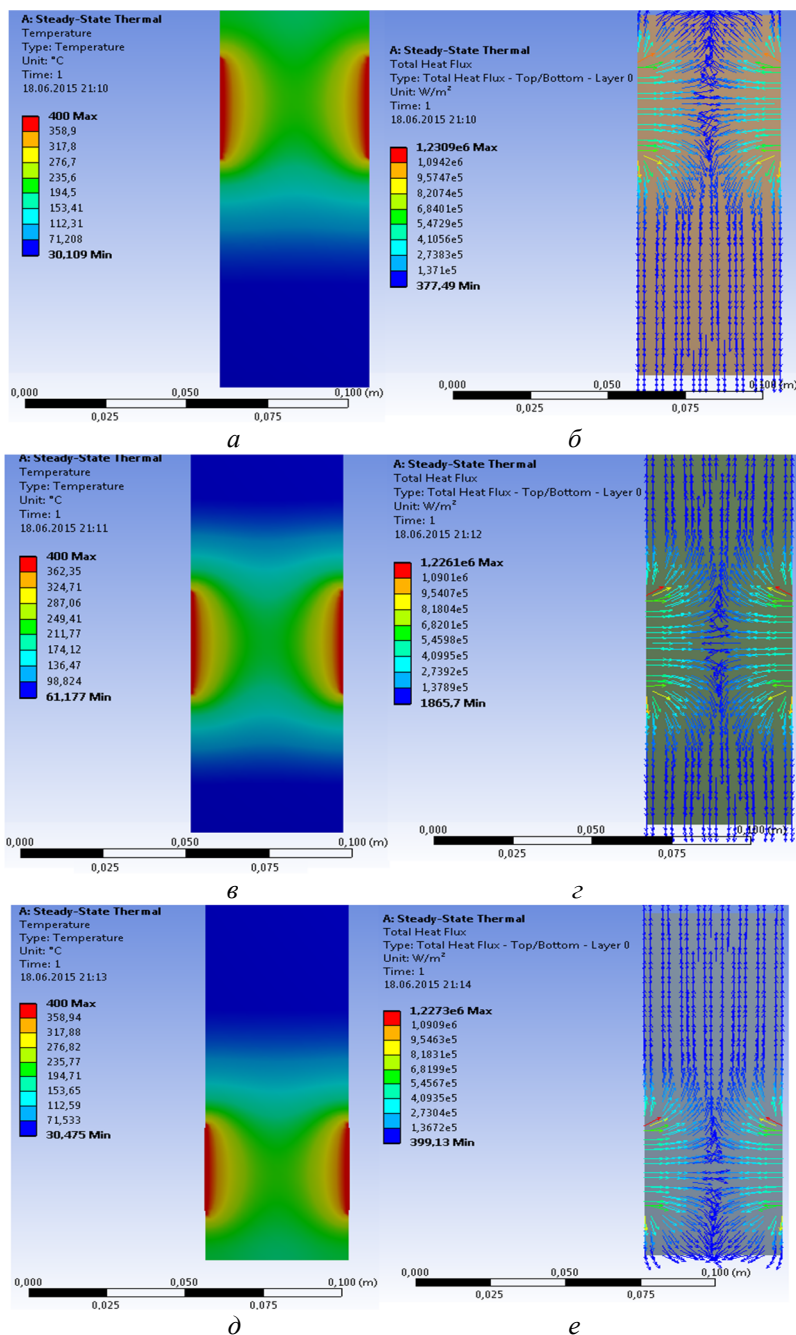


Рис. 5. Зоны энергонагруженности (*а, в, д*) и тепловых токов (*б, г, е*) при фрикционном взаимодействии пар трения дисково-колодочного тормоза с параллельным смещением колодок с накладками по отношению к боковым поверхностям цельного диска

Потери механической энергии потока воздуха вызваны молекулярной и турбулентной вязкостью, имеющей место при движении охлаждающего воздуха и являющейся результатом обмена количеством движения между молекулами (при ламинарном течении) соседних слоев воздуха, движущихся с различными скоростями, что и создает градиент скорости в сечении потока воздуха.

Обычно потери механической энергии, отнесенные к объемному расходу воздуха, выражаются в виде градиента давления и называются гидравлическими сопротивлениями зазоров между элементами «начинки» полости самовентилируемого диска.

Последние обусловлены местными потерями на входе ($\Delta H_{вх}$) в тормозной диск через систему каналов различного профиля или цилиндрических отверстий; сопротивлением трения ($\Delta H_{тр}$) о внутренние поверхности полости диска и об ее элементы «начинки»; ускорением потока воздуха ($\Delta H_{кин}$) вследствие его нагревания за счет эффектов вихрообразования и эжектирования потоков воздуха; на местные потери на выходе ($\Delta H_{вых}$) из системы каналов различного профиля или цилиндрические отверстия.

При этом необходимо помнить условие, что градиенты температуры на наружных поверхностях самовентилируемых тормозных дисков намного больше нежели их внутренних поверхностей из-за различной эффективности вынужденного воздушного охлаждения.

Перейдем к рассмотрению многослойной тепловой модели пар трения дисково-колодочного тормоза с цельными и самовентилируемыми дисками (рис. 6). Остановимся на особенностях данных тепловых моделях.

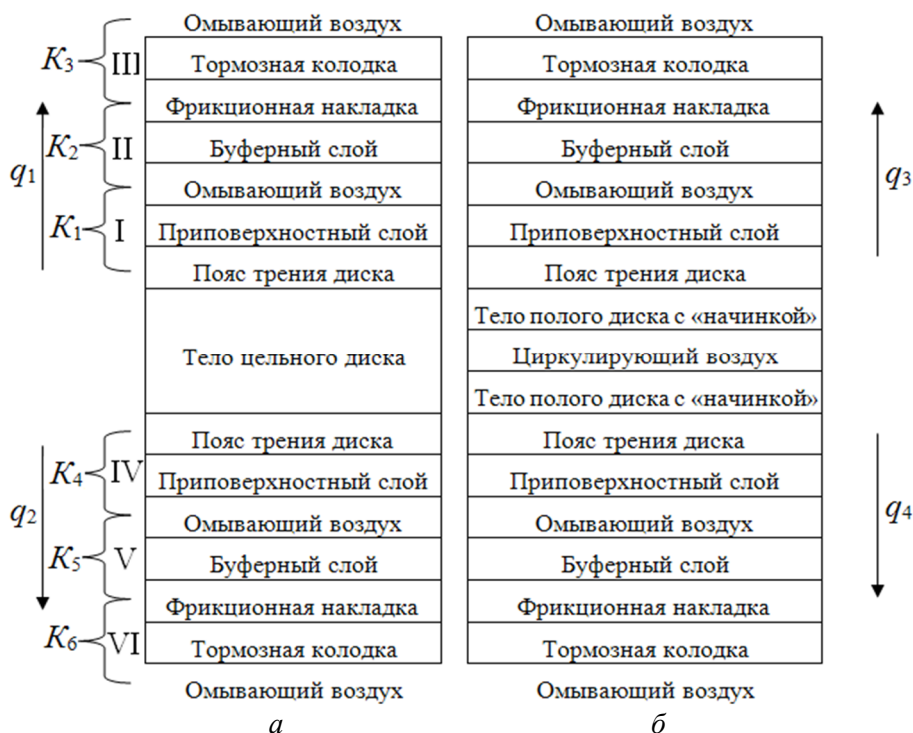


Рис. 6. Многослойная тепловая модель пар трения дисково-колодочного тормоза с цельными (а) и самовентилируемыми (б) дисками: q_1, q_2, q_3, q_4 – тепловые потоки; $K_1, K_2, K_3, K_4, K_5, K_6$ – коэффициенты теплопередачи; I, II, III, IV, V, VI – нумерация слоев, принимающих участие в теплообмене; жирными линиями показаны

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 нетрудно 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. 6, а) тело цельного диска рассматривается под воздействием тепловых токов и ему свойственный только кондуктивный теплообмен. В то же время для тепловой модели (рис. 6, б) – тело полого диска с «начинкой» необходимо рассматривать энергетический баланс циркулирующего в нем воздуха с позиций сложного теплообмена: радиационного, конвективного и кондуктивного и их комбинаций.

Интенсивность тепловыделения при трении в трибосопряжении определялась по зависимости

$$q = V f_d p, \quad (1)$$

где V – скорость скольжения; f_d – динамический коэффициент трения; p – импульсная контактная удельная нагрузка.

Согласно рис. 6 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 цельных и самовентилируемых тормозных дисков (табл. 3).

Таблица 3

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

Нумерация слоев	Вид теплообмена:	Расчетная зависимость
I	радиационно-конвективный	$K_1 = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right); \quad (2)$
II	конвективный	$K_2 = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right); \quad (3)$
III	конвективный	$K_3 = 1 / \left(\frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{\delta_5}{\lambda_5} + \frac{1}{\lambda_2} \right); \quad (4)$
тело диска: цельного	кондуктивный	$q_\lambda = \Delta t / R_t; \quad (5)$
самовентилируемого	радиационный и сложный	–
IV		$K_4 = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right); \quad (6)$
V	конвективный	$K_5 = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right); \quad (7)$
VI	конвективный	$K_6 = 1 / \left(\frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{\delta_5}{\lambda_5} + \frac{1}{\lambda_2} \right). \quad (8)$

В табл. 3 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 цельного диска; R_t – тепловое сопротивление толщины цельного диска.

В горизонтальном столбце в табл. 3, касающегося 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.

Выводы. Таким образом, произведена оценка энергонагруженности цельного и самовентилированного тормозных дисков и намечены пути ее снижения.

Список литературы

1. Кириллин В.А. Основы экспериментальной термодинамики – В. А. Кириллин, А. Е. Шейдлин. – М. – Л: Государственное энергетическое издательство, 1950. – 310с.
2. Нестационарный теплообмен / В.К. Кошкин, Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер [и др.]. – М.: Машиностроение, 1973. – 328 с.
3. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов транспортных средств / А.Х. Джанахмедов, А.И. Вольченко, А.В. Возный [и др.]. – Баку: Апострофф, 2016. – 366 с.

Стаття надійшла до редакції 26.06.2017

М. О. ВОЛЬЧЕНКО, А. В. ВОЗНИЙ О. М. ВУДВУД, О. Б. СТАДНИК, В. С. ВИТВИЦЬКИЙ

ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНІСТЬ РІЗНИХ ТИПІВ ДИСКІВ У ГАЛЬМІВНИХ ПРИСТРОЯХ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН (ЧАСТИНА ПЕРША)

У матеріалах статті показаний порівняльний аналіз особливостей конструкцій суцільних і самовентильованих гальмівних дисків, їх матеріалів, виходячи з енергонавантажності, а також енергетичний баланс повітряного потоку, що циркулює в порожнині диска.

Ключові слова: дисково-колодкові гальма, суцільний і самовентильований гальмівний диск, вимушене повітряне охолодження, енергетичний баланс потоку повітря, градієнти: щільності, швидкості, температури і напружень.

Вольченко Николай Александрович – канд. техн. наук, доцент кафедри матеріалознавства і автосервісу, Кубанський державний технологічний університет.

Возный Андрей Владимирович – канд. техн. наук, старший науковий співробітник Науково-дослідницького інституту нафтогазової енергетики і екології, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу.

Вудвуд Александр Николаевич – старший викладач кафедри підйомно-транспортного і робототехнічного обладнання, Одеський національний політехнічний університет.

Стадник Олег Богданович – аспірант кафедри механіки машин, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу.

Витвицкий Василий Степанович – аспірант кафедри механіки машин, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу.

N. A. VOLCHENKO, A. V. VOZNYI, O. M. VUDVUD, O. B. STADNYK, V. S. VYTVYTSKYI

ENERGYLOADING OF VARIOUS TYPES OF DISCS IN BRAKE DEVICES OF LIFTING AND TRANSPORTING MACHINES (PART ONE)

The article illustrates the comparative analysis of the features of the designs of solid and self-ventilated brake discs, their materials, based on the energyloading, and also the article illustrates energy balance of the circulating in the disk cavity air flow.

In this publication, the following issues are considered in relation to the problem being solved: system analysis of structures of various types of brake discs; layout diagrams of pads with overlays in relation to the radii of their location on the solid brake disc; energy balance of the air flow, washing the elements of the "filling" in the cavity of the self-ventilated disk.

The purpose of the work is to justify the design features of solid and self-ventilated brake discs, based on their energyloading.

We've estimated the energyloading of the solid and self-ventilated brake discs and we've outlined the ways of its reduction.

Key words: disk brake, solid and self-ventilated brake disc, forced air cooling, energy balance of the air flow, gradients: density, speed, temperature and stresses.

References

1. Kirillin V.A. Osnovy eksperimentalnoy termodinamiki – V. A. Kirillin, A. E. Sheydlin. – M. – L: Gosudarstvennoe energeticheskoe izdatelstvo, 1950. – 310s.
2. Nestatsionarnyy teploobmen / V.K. Koshkin, E.K. Kalinin, G.A. Dreytser [i dr.]. – M.: Mashinostroenie, 1973. – 328 s.
3. Proektnyy i proverochnyy raschet friktsionnykh uzlov barabanno- i diskovokolodochnykh tormozov transportnykh sredstv / A.H. Dzhanaahmedov, A.I. Volchenko, A.V. Voznyiy [i dr.]. – Baku: Apostroff, 2016. – 366 s.