

УДК 629.413-592.112

Д. А. ВОЛЬЧЕНКО<sup>1</sup>, Н. А. ВОЛЬЧЕНКО<sup>2</sup>, В. С. СКРЫПНИК<sup>1</sup>, В. Я. МАЛЫК<sup>1</sup>,  
Д. Ю. ЖУРАВЛЕВ<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина

<sup>2</sup>Кубанский государственный технологический университет, Россия

## НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ДИСКОВ В ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВАХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

*Материалы статьи посвящены напряженно-деформированному состоянию сплошных и самовентилируемых тормозных дисков с элементами охлаждения в составе тормозов транспортных средств. Показано влияние энергонагруженности различных типов дисков на возникновение и развитие микротрещин на их рабочих поверхностях.*

**Ключевые слова:** дисково-колодочный тормоз, транспортное средство, сплошной и самовентилируемый тормозные диски, беговая дорожка трения, элементы охлаждения, напряженно-деформированное состояние.

**Введение.** В настоящее время производители подкатегорий транспортных средств не занимаются дисково-колодочными тормозами, а их снабжают фирмы-изготовители. Поэтому и возможны парадоксы когда дисково-колодочный тормоз в транспортном средстве не отвечает регламентируемому тормозному моменту. Кроме того, согласно правила 13 Европейской Экономической Комиссии при Организации Объединенных Наций регламентированы два типа испытаний: циклический и длительный. После завершения последних выполняется остановочное торможение транспортного средства. Недостаточная энергоемкость тормозных дисков на циклическом режиме торможения транспортного средства сказывается на эффективности торможений рабочих поверхностей дисков из-за возникновения на них микротрещин. Последние являются результатом действия энергонагруженности, и как следствие, больших термических напряжений.

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

Существующая программа COSMOSWorks в среде SolidWorks [1] позволяет производить тепловой расчет при сложном теплообмене (конвективном, радиационном, кондуктивном) температурного градиента и температурного напряженно-деформированного состояния исследуемых поверхностей. Недостатком данной программы является то, что коэффициент теплопередачи через слои изделия задается сразу без учета коэффициентов теплоотдачи к омывающему воздуху, кроме того, она не позволяет определять глубинный температурный градиент исследуемых объектов.

Влияние перфорации тормозных дисков на их температуру в условиях взлета и посадки транспортного самолета рассмотрено в работе [2]. В последней оценена энергонагруженность и напряженно-деформированное состояния перфорированных тормозных дисков. Однако здесь не учтено увеличение по пло-

щади теплообмена, обусловленное перфорацией дисков, и количество воздуха, омывающего их поверхности, т. е. интенсивность теплообмена. Кроме того, не обращено и не уделено внимание на остаточные термические напряжения в теле тормозного диска и их воздействие на образование микротрещин на рабочих поверхностях дисков.

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

- остаточные термические напряжения в теле тормозного диска;
- прогнозирование очагов трещинообразования в сплошных тормозных дисках с элементами охлаждения;
- напряженное состояние различных типов дисков;
- самовентилируемого;
- самовентилируемого с элементами охлаждения рабочих поверхностей.

**Цель работы** – оценить напряженное состояние сплошных и самовентилируемых тормозных дисках с элементами охлаждения и спрогнозировать очаги трещинообразования на их рабочих поверхностях.

**Остаточные термические напряжения.** Остаточными напряжениями называют напряжения, существующие в теле диска при отсутствии внешних силовых воздействий на него. В интервале времени между торможениями наличие этих напряжений обусловлено неравномерностью температуры по объему диска с фланцем, образованием во время нагревания при фрикционном взаимодействии пар трения тормоза или вынужденном охлаждении их поверхностных слоев с новыми структурами с иной плотностью, наличием включений и др. Остаточные напряжения образуют равновесную систему. В зависимости от объема, который охватывается этой системой различают собственные напряжения трех родов. Напряжения первого рода уравниваются в крупных объемах, которыми являются тормозные диски с фланцем, т.е. на миллиуровне; напряжения второго рода (микронапряжения) уравниваются в пределах одного или нескольких кристаллических зерен.

Фрикционное взаимодействие пар трения «диск-накладка» способствует возникновению на его беговой дорожке трения шлифовальных образований. Последние представляют собой сетку паутинообразных или отдельных произвольно направленных поверхностных разрывов, образовавшихся при шлифовании беговой дорожки трения диска, материал которого обладает высокой хрупкостью, твердостью и пониженной теплопроводностью. При этом микротрещины распространяются на границе зерен в поверхностном слое металла диска.

Напряжения третьего рода - субмикроскопические искажения кристаллической решетки.

Напряжения второго и третьего рода не имеют ориентировки относительно осей тормозного диска.

Пластическая деформация вызывает уменьшение плотности металла поверхностного слоя диска или увеличение его удельного объема. Пластически деформированный при электротермомеханическом трении слой не может свободно увеличиваться в объеме (этому препятствует недеформированный металл) приповерхностного слоя беговой дорожки трения тормозного диска. При этом в поверхностном слое диска проявляются напряжения сжатия, а в остальной его части

напряжения растяжения. Это рассуждение предполагает, что деформируемый поверхностный слой не находится даже частично в состоянии ползучести.

В зависимости от температуры металл может быть в упругом и пластическом состоянии ползучести, силы упругости не проявляются, и деформация протекает без стремления металла к восстановлению формы. Температуру  $t_p$  перехода из упругого состояния металла в пластическое можно принять 450 °С для углеродистых сталей и 550 °С для легированных (рис. 1, а)

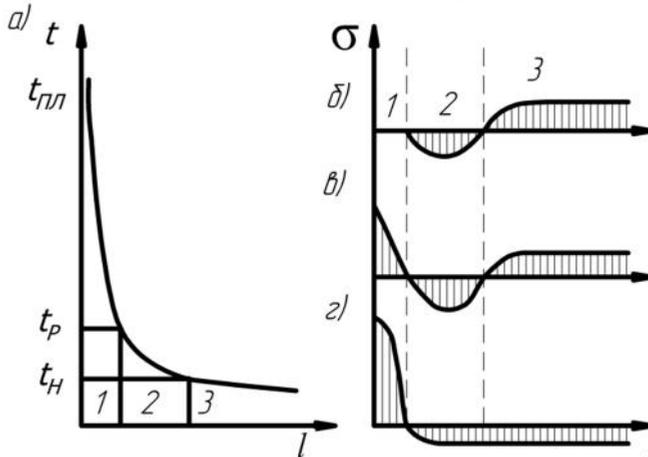


Рис. 1. Закономерности изменения температур (а) и эпюры напряжений (б, в, з) от их воздействия в зависимости от расстояния от поверхностного слоя беговой дорожки трения диска ( $l$ ) при торможении: б – распределение напряжения в теле диска; в – напряжения после вынужденного охлаждения поверхностного слоя до температуры  $t_p$ ; з – остаточные температурные напряжения

В слое 2 с температурой ниже  $t_p$ , но выше нормальной  $l$  возникают напряжения сжатия, а в слое 3 – напряжения растяжения. Эти напряжения временные. Как только поверхностный слой охлаждается до температуры  $t_p$ , он становится упругим. Встречая сопротивление сжатию, он оказывается растянутым в окружном направлении. В слое 2 сжимающие напряжения возрастают. При дальнейшем охлаждении до полного выравнивания температуры по глубине металла растягивающие напряжения в слое 1 возрастают, а в слоях 2 и 3 устанавливается система уравнивающих нормальных напряжений. По характеру остаточные температурные напряжения, равно как и обусловленные пластической деформацией, являются напряжениями первого рода. Однако из-за неодинакового сложного теплообмена полированных поверхностей (беговые дорожки трения) и остальной матовой поверхности тормозного диска с фланцем и различной степени пластической деформации возникают также одиночные напряжения второго рода.

Средняя поверхностная температура стальной беговой дорожки трения тормозного диска зависит от режима торможения (экстренного, циклического или длительного) и достигает 400,0...500,0 °С. Нагревание поверхностного слоя металла при электротермомеханическом трении обуславливает образование в нем температурных напряжений. Допустим, что в процессе электротермомеханического трения поверхностный слой диска (см. рис. 1, а, б) находится в состоянии ползучести. В этом слое действуют внутренние напряжения, т. е. не снимаются остаточные напряжения.

Итак, при электротермомеханическом трении в поверхностном слое трения беговой дорожки трения тормозного диска под влиянием пластической деформации при отсутствии ползучести развиваются остаточные напряжения сжатия, тепловой же эффект от трения приводит к появлению растягивающих напряжений. Так как оба фактора действуют совместно, то знак остаточного напряжения в поверхностном слое зависит от того, какой из факторов превалирует. Разумеется, если температура на поверхности беговой дорожки трения диска не превышает  $t_p$ , то температурные напряжения являются временными, после выравнивания температуры они исчезают (установившийся тепловой режим).

**Прогнозирование очагов трещинообразования в сплошных тормозных дисках с элементами охлаждения.** Основным фактором влияющим на зарождение и развитие очагов трещинообразования является температурный градиент, который имеет неодинаковую закономерность изменения в радиальном направлении от среднего радиуса беговой дорожки трения диска, т. е. к его торцу и фланцу.

Исходя из вышеизложенного предполагаем, что зарождение и развитие микротрещин начинается в зоне, отвечающей максимальным температурным напряжениям, которые накладываются на механические напряжения, т.е. в зоне внутреннего радиуса беговой дорожки трения диска (примерно при  $R = 0,136$  м).

При исследовании вариантов тормозного диска с отверстиями и с канавками (рис. 2 и рис. 3) рассматривался разрез по внутренним отверстиям и закруглениям канавок, как наиболее энергонагруженной. В этих полудисках распределения напряжений происходит так же, как и в серийном, только в зоне нижнего отверстия и канавки на внешней поверхности наблюдается скачек температурных и механических напряжений. Максимальный скачок температурных напряжений наблюдался в точке, которая появляется при сечении контура отверстия линией, проходящей через центр отверстия или центр закругления канавки и центр диска. Это можно объяснить тем, что диск выгибается и при этом отверстия и канавки сплющиваются.

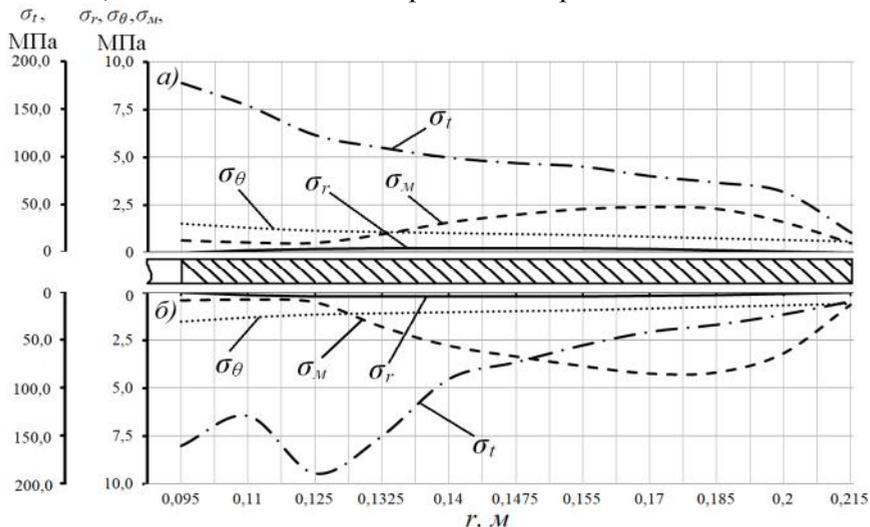


Рис. 2. Распределение различных видов напряжений, возникающих в теле левого полудиска серийного тормозного диска транспортного средства марки «MAN» в зависимости от его радиуса на внешней (а) и внутренней (б) поверхности полудиска:  $\sigma_r$ ,  $\sigma_\theta$ ,  $\sigma_M$ ,  $\sigma_t$  – напряжения: радиальные и окружные, возникающих от центробежных сил; механические и температурные, возникающие при фрикционном взаимодействии

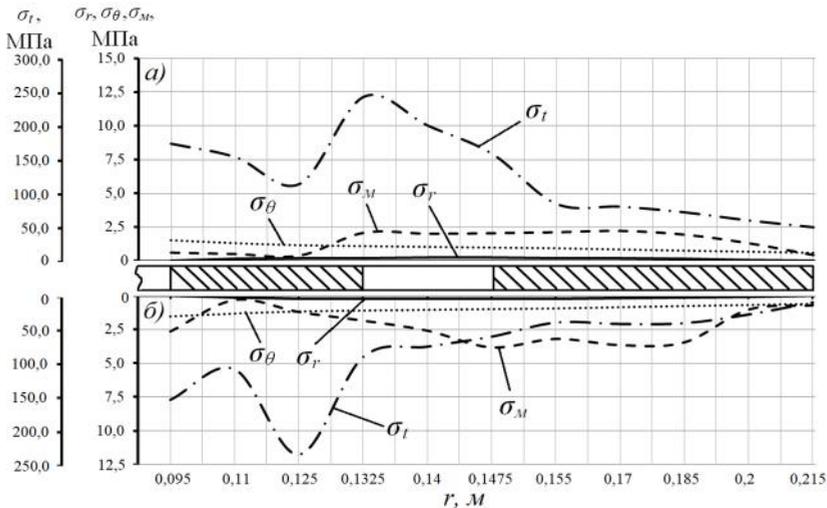


Рис. 3. Распределение различных видов напряжений, возникающих в теле левого полудиска тормозного диска с отверстиями (сечение по внутреннему отверстию) транспортного средства марки «MAN» в зависимости от его радиуса на внешней (а) и внутренней (б) поверхности полудиска:  $\sigma_r$ ,  $\sigma_\theta$ ,  $\sigma_M$ ,  $\sigma_t$  – напряжения: радиальные и окружные, возникающих от центробежных сил; механические и температурные, возникающие при фрикционном взаимодействии

На внутренней поверхности наличие отверстий и канавок не сильно влияют на распределение температурных напряжений, а механические напряжения при этом уменьшились примерно в 1,5-2,0 раза.

Выходит, что трещинообразование возникает на начале отверстия или канавки (приблизительно при  $R = 0,1325$  м), там, где имеется большой скачок и градиент температурных напряжений.

При анализе общей картины распределения напряжений в левом полудиске серийного сплошного диска (рис. 4) следует по типам напряжений отметить следующее:

#### радиальные и окружные напряжения

радиальные и окружные напряжения, возникающие от центробежных сил, небольшие и не превышают 1,8 МПа; окружные напряжения уменьшаются от внутреннего радиуса диска к внешнему, а радиальные возрастают к среднему радиусу и потом уменьшаются к внешнему;

#### механические напряжения

механические напряжения от действия удельных нагрузок, очевидно, возникают в местах фрикционного контакта и составляют 2,5 МПа на внешней и 4,3 МПа на внутренней поверхности полудиска; разница в этих значениях объясняется тем, что на внешнюю поверхность действует вся площадь фрикционного взаимодействия пар трения а на внутреннюю - только суммарная площадь сечения ребер жесткости, которая является намного меньшей нежели рабочая площадь накладки и к тому же удельные нагрузки на внутреннюю поверхность воздействуют еще и через правый полудиск.

#### температурные напряжения

температурные напряжения рассматриваются отдельно на внешней и внутренней поверхности полудиска. На внешней поверхности максимальные напряже-

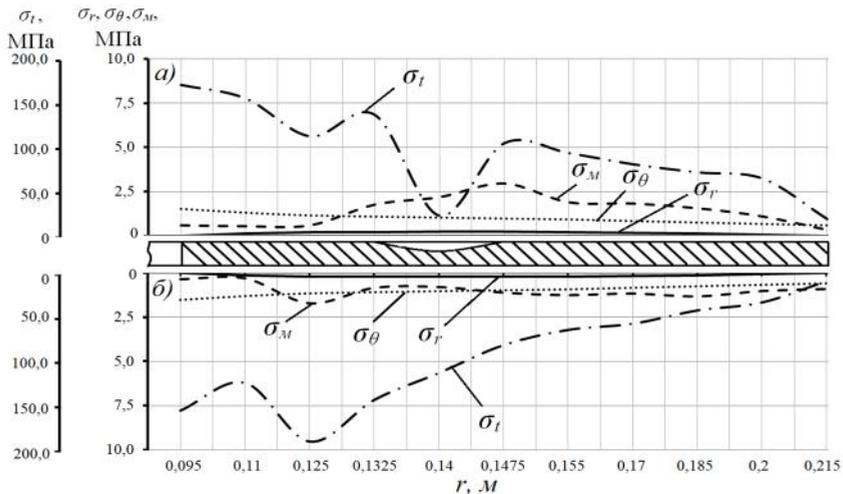


Рис. 4. Распределение различных видов напряжений, возникающих в теле левого полудиска тормозного диска с канавками (сечение по нижнему кончику канавки) транспортного средства марки «MAN» в зависимости от его радиуса на внешней (а) и внутренней (б) поверхности полудиска:  $\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_M, \sigma_t$  – напряжения: радиальные и окружные, возникающих от центробежных сил; механические и температурные, возникающие при фрикционном взаимодействии

ния возникают в зоне внутреннего радиуса на кромке сопряжений с фланцем, которой является защемленным и при нагревании диска выгибается. На внутренней поверхности зона максимальных температурных напряжений возникает там же, т.е. на внутреннем радиусе (и равна приблизительно 180,0 МПа), только распределяются они не линейно, а волнообразно. Начиная со среднего радиуса диска и заканчивая внешним радиусом напряжения на внутренней поверхности примерно в 2,0 раза меньше, нежели на внешней. Объясняется это тем, что на внутренней поверхности находятся вентиляционные ребра, которые в этом случае являются элементами жесткости.

#### Напряженное состояние тормозных дисков:

**самовентилируемого.** Проектирование самовентилируемых тормозных дисков транспортных средств оптимальной конструкции отождествляется с равнопрочностью. Под равнопрочностью подразумевается равенство максимальных и эквивалентных напряжений или коэффициентов запасов по напряжениям, т.е. равновероятность разрушения во всех расчетных сечениях. Наиболее опасным сечением при фрикционном взаимодействии пар трения «диск - накладка» является беговая дорожка трения самовентилируемого диска из-за ее неравномерного нагревания, вызванного небольшим коэффициентом взаимного перекрытия пар трения тормоза (рис. 5).

Остановимся на максимальных температурных напряжениях самовентилируемых тормозных дисков без и с фланцем. Максимальные температурные напряжения для первого конструктивного варианта составляют 241,56 МПа, а для второго – 280,43 МПа, т.е. в процентном выражении вторая величина больше за первую на 16,0 %.

В тормозном диске без фланца возникают большие объемные температуры, нежели в диске с фланцем. Что касается температурных градиентов, то они больше в конструктивном варианте диска с фланцем, и как следствие, большие и температурные напряжения.

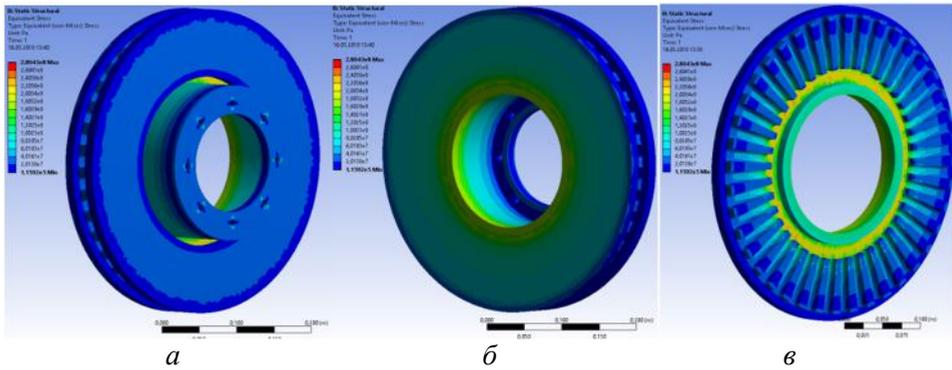


Рис. 5. Общий вид эквивалентных напряжений правой (а), левой (б) и по сечению вентиляционных каналов (в), образованных радиальными ребрами, частей серийного диска с фланцем дисково-колодочного тормоза грузового транспортного средства модели «MAN»

При нагревании диск выгибается в левую сторону из-за заборных отверстий, которые находятся в правой части диска. Левая сторона диска имеет круговую зону температурных напряжений с увеличением к кромке внутреннего радиуса 212,0 МПа (рис. 5 б). Правая сторона тела диска расширяется интенсивнее из-за отсутствия защемления и кромки на его внутреннем радиусе. Однако максимальные температурные напряжения возникают в теле диска под вентиляционными каналами на левой его стороне (280,4 МПа).

В связи с тем, что ребра вентиляционных каналов выполняют роль элементов жесткости при искривлении диска влево и поэтому эта зона с внутренней его стороны является самой слабой и на ней возникают максимальные температурные напряжения.

Если рассматривать зону над средним радиусом беговой дорожки трения диска, то в ней напряжения уменьшаются в отличие под ним, в которой температурные напряжения увеличиваются. Объясняется это тем, что наружная цилиндрическая поверхность диска является незащемленной, и расширяется свободно и по времени медленней, поскольку тепловые потоки следуют сверху в металлоемкий фланец тормозного диска.

**Самовентилируемого с элементами охлаждения рабочих поверхностей.** Интенсифицировать процессы омывания встречными потоками воздуха матовую и полированную, наружную и внутренние поверхности самовентилируемого тормозного диска тормоза за счет охлаждаемых элементов. Согласно рис. 5 – 7 в самовентирированных тормозных дисках на их беговых дорожках трения выполнены элементы охлаждения в виде канавок и отверстий, расположенных верно и под углом. Наличие канавок и отверстий увеличивает площади поверхностей беговой дорожки трения диска для взаимодействия с омывающими их потоками воздуха во время движения транспортного средства. Использование сквозных отверстий позволит создавать дополнительные завихренные потоки воздуха для вынужденного охлаждения внутренних поверхностей диска и интенсифицировать воздухообмен в его полости. Канавки способствуют образованию плоских завихренных потоков воздуха при омывании их поверхностей, что вызывает увеличение теплоотдачи от полированных и матовых наружных поверхностей диска.

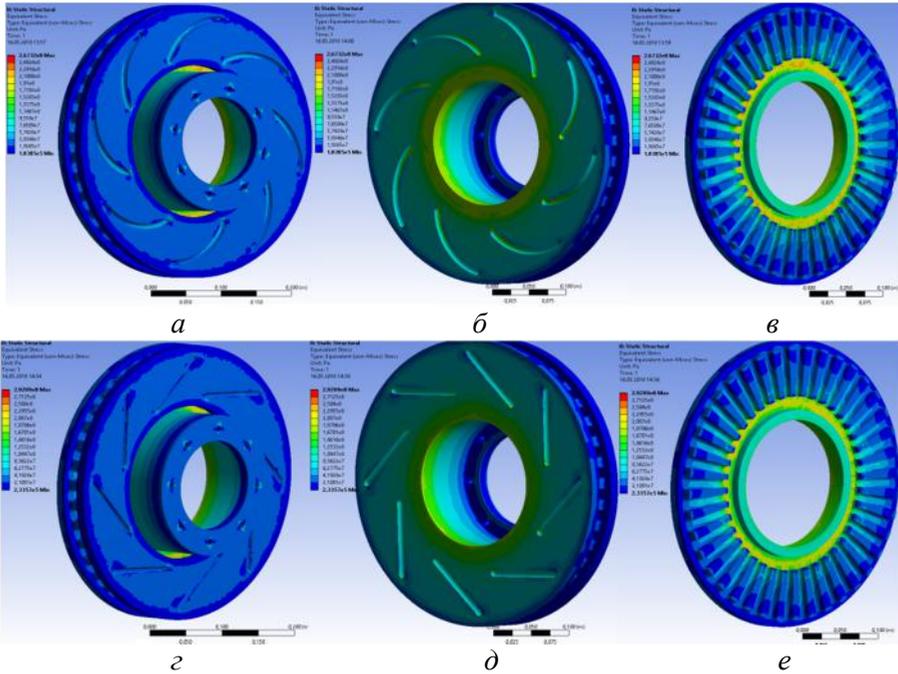


Рис. 6. Общий вид эквивалентных напряжений правой (*а, г*) и левой (*б, д*) и по сечению вентиляционных каналов (*в, е*), образованных радиальными ребрами, частей диска с фланцем с расположенными верно (*а, б*) и под углом (*г, д*) канавок на его беговой дорожке трения дисково-колодочного тормоза грузового транспортного средства модели «MAN»

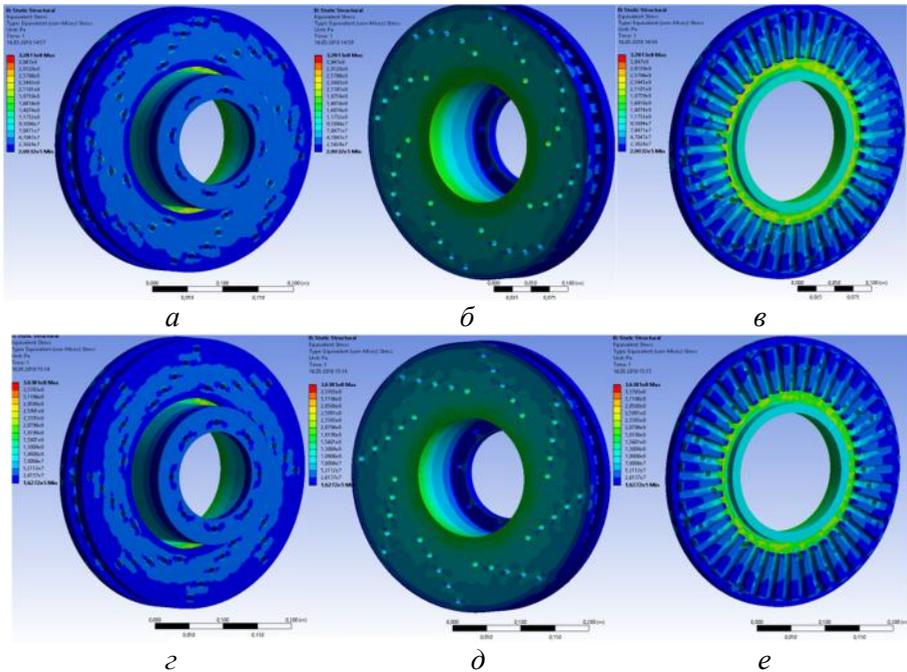


Рис. 7. Общий вид эквивалентных напряжений правой (*а, г*) и левой (*б, д*) и по сечению вентиляционных каналов (*в, е*), образованных радиальными ребрами, частей диска с фланцем с расположенными верно (*а, б*) и под углом (*г, д*) отверстий на его беговой дорожке трения дисково-колодочного тормоза грузового транспортного средства модели «MAN»

В табл. 1 приведены площади серийного и усовершенствованного самовентилируемых дисков дисково-колодочного тормоза грузового транспортного средства модели «MAN». Выбор матовых (нерабочих) и полированной (рабочей) производился по методике, изложенной в работе [3].

Таблица 1

**Площади поверхностей серийного и усовершенствованных дисков дисково-колодочного тормоза грузового транспортного средства марки «MAN»**

Конструктивные особенности диска		Площадь поверхности тормозного диска, м <sup>2</sup>						Объем тормозного диска, м <sup>3</sup>	Коэффициент взаимного перекрытия, $K_{\text{вз}}$	
		рабочей	нерабочей	цилиндрических торцевых		Вентиляционных каналов	каналов			отверстий
				внешней	внутренней					
серийный		0,1473	0,7916	0,0378	0,0298	0,3010	–	–	0,004219	0,185
С расположением канавок	веерно	0,1367				0,3010	0,0343	–	0,004861	0,199
	под углом	0,1382				0,3010	0,0294	–	0,004868	0,197
С расположением отверстий	веерно	0,1457				0,2947	–	0,0356	0,0048581	0,187
	под углом	0,1457				0,2947	–	0,0356	0,0048581	0,187

Площадь поверхностей фланца – 0,1001 м<sup>2</sup>

Объем фланца – 0,0006679 – м<sup>3</sup>

Однако, при исследовании тормозного диска с фланцем максимальные температурные напряжения возникают под вентиляционными каналами на левой его части, и составляют для вариантов с веерным и под углом канавками, соответственно, 267,3 МПа (рис. 6, в) и 292,1 МПа (рис. 6, е).

Остановимся на напряженно-деформируемом состоянии тормозного диска с фланцем с веерным (рис. 7, а, б, в) и под углом (рис. 7, з, д, е) расположением канавок на его рабочей поверхности. При нагревании тело тормозного диска выгибается в левую сторону из-за имеющихся заборных отверстий, которые находятся в правой части диска. Левая часть диска имеет круговую зону значений температурных напряжений, которые увеличиваются к кромке внутреннего его радиуса 191,0 МПа (рис. 7, б) и 208,7 МПа (рис. 7, д). Также на рабочей поверхности левой части диска наблюдаются концентраторы напряжений в зоне канавок, расположенных веерно и под углом. Максимальные напряжения этой зоны возникают возле нижней части канавок, которые расположены ближе к внутреннему радиусу беговой дорожки трения диска. Объясняется это тем, что тело диска расширяется радиально и выгибается в левую сторону, увеличивая и сплющивая при этом нижние части поверхностей канавок. Значения напряжений в этих точках с веерным и под углом расположением отверстия равны, соответственно, 281,1 МПа (рис. 7, а, б) и 311,5 МПа (рис. 7, з, д).

Однако, если рассматривать тормозной диск с фланцем, то максимальные температурные напряжения возникают под вентиляционными каналами на левой его части, и составляют для вариантов с веерным и под углом расположением отверстий, соответственно, 328,1 МПа (рис. 7, в) и 36,8 МПа (рис. 7, е).

Как следует из рис. 6, табл. 1 – 2 и рис. 7 конструктивные усовершенствования рабочих поверхностей тормозных дисков уменьшают энегронагруженность

в среднем от 11,1 до 15,6%. При сравнении с серийным диском наибольшее уменьшение средней объемной температуры его тела наблюдалось с веерными канавками на рабочей поверхности (15,6%) и меньше с канавками под углом (13,2%). При наличии веерного расположения отверстий на рабочей поверхности тормозного диска наблюдалось уменьшение объемной температуры его тела на 13,6%, а с отверстиями под углом – на 11,1 %.

Таблица 2

**Напряженное состояние дисков тормоза грузового транспортного средства модели «MAN»**

Конструктивные выполнения рабочей поверхности диска			Максимальные температурные напряжения диска, МПа		Процент отклонения, %
			Без фланца	с фланцем	
серийное			241,56	280,43	16,1
С расположением	канавок	веерно	239,17	267,32	11,8
		под углом	238,72	292,09	22,4
	отверстий	веерно	285,32	328,13	15,0
		под углом	280,52	363,81	29,7

В двух конструктивных вариантах (диск с фланцем и чистый диск) наименьшее температурные напряжения наблюдались с канавками на беговой дорожке трения диска. В то же время в диске с фланцем при веерном расположении канавок на его рабочей поверхности температурные напряжения достигали 285,32 МПа, а без фланца в диске с канавками под углом – 363,81 МПа.

Важно отметить то, что в диске без фланца при смене канавок и отверстий расположенных на его рабочей поверхности веерно на вариант расположения под углом температурные напряжения снижаются. В тоже время в диске с фланцем они увеличиваются. В двух случаях максимальные температурные напряжения наблюдается в варианте с отверстиями, а в случае диска без фланца – при веерном расположении отверстий на его беговой дорожке трения, а в диске с фланцем – при расположении отверстий под углом.

**Выводы.** Таким образом, проиллюстрировано напряженно-деформированное состояние сплошных и самовентилируемых дисков с элементами охлаждения дисково-колодочных тормозов грузового транспортного средства модели «MAN».

**Список литературы**

1. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов транспортных средств / А. Х. Джанахмедов. А. И. Вольченко. А. В. Возный [и др.]. Стандарт. - Баку: «Апострофф», 2016. — 272 с.
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. Пат. 2594044 С1 РФ F16D 65/12, F16D 65/84. Способ определения площадей поверхностей металлических дисков при различной их энергоемкости в дисково-колодочных тормозных устройствах / П. С. Красин. Н. А. Вольченко, Г.С. Гудз, Д. Ю. Журавлев, А. В. Возный, И. Я. Захара; заявитель и патентообладатель Кубанский гос. техн. ун-т. -№2015122732/11; заявл. 11.06.2015. опубли. 10.08.2016, Бюл. №22–15 с.

Д. О. ВОЛЬЧЕНО, М. О. ВОЛЬЧЕНКО, В. С. СКРИПНИК, В. Я. МАЛИК,  
Д. Ю. ЖУРАВЛЬОВ

## НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН РІЗНИХ ТИПІВ ДИСКІВ В ГАЛЬМІВНИХ ПРИСТРОЯХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

В даний час виробники підкатегорій транспортних засобів не займаються дисково-колодковими гальмами, а їх постачають фірми-виробники. Тому і можливі парадокси коли дисково-колодкові гальма в транспортному засобі не відповідають регламентованим гальмівним моментам. Недостатня енергоємність гальмівних дисків на циклічному режимі гальмування транспортного засобу позначається на ефективності гальмувань робочих поверхонь дисків через виникнення на них мікротріщин. Останні є результатом дії енергонавантаженості, і як наслідок, великих термічних напружень. Фрикційна взаємодія пар тертя «диск-накладки» сприяє виникненню на біговій доріжці тертя шліфувальних утворень. Останні являють собою сітку павутиноподібних або окремих довільно спрямованих поверхневих розривів, що утворилися при шліфуванні бігової доріжки тертя диска, матеріал якого має високу крихкість, твердість і знижену теплопровідність. При цьому мікротріщини поширюються на кордоні зерен в поверхневому шарі металу диска. Матеріали статті присвячені напружено-деформованому стану суцільних і самовентильованих гальмівних дисків з елементів охолодження в складі гальм транспортних засобів. Показано вплив енергонавантаженості різних типів дисків на виникнення і розвиток мікротріщин на їх робочих поверхнях. У даній публікації розглянуті наступні питання стосовно розв'язуваної проблеми: залишкові термічні напруження в тілі гальмівного диска; прогнозування осередків тріщиноутворення в суцільних гальмівних дисках з елементами охолодження; напружений стан різних типів дисків: самовентильовані; самовентильовані з елементами охолодження робочих поверхонь.

Мета роботи - оцінити напружений стан суцільних і самовентильованих гальмівних дисків з елементами охолодження і спрогнозувати осередки тріщиноутворення на їх робочих поверхнях.

Проілюстровано напружено-деформований стан суцільних і само вентильованих гальмівних дисків з елементами охолодження дисково-колодкових гальм вантажного транспортного засобу моделі «MAN».

**Ключові слова:** дисково-колодкове гальмо, транспортний засіб, суцільний та самовентильований гальмівні диски, бігова доріжка тертя, елементи охолодження, напружено-деформований стан.

**Вольченко Дмитрій Александрович** – доктор техн. наук, професор кафедри разработки и эксплуатации нефтегазовых месторождений, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 0342 72 71 41, E-mail: vol21@ukr.net.

**Вольченко Николай Александрович** – канд. техн. наук, доцент кафедры материаловедения и автосервиса, Кубанский государственный технологический университет, ул. Красная, 135, г. Краснодар, Россия, 350004, тел.: +7861 255 99 26, E-mail: volchenko.nik@yandex.ru.

**Скрыпник Василий Степанович** – канд. техн. 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, Украина, 76019, тел.: +38 03422 4 51 14, факс: +38 03422 4 00 89.

**Малык Владимир Якович** - канд. техн. наук, доцент кафедры нефтегазового оборудования, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина.

**Журавлев Дмитрий Юрьевич** – канд. техн. наук, доцент кафедры механики машин, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 0342 72 71 47; моб. 050-950-04-18; email: udav2103@mail.ru.

*D. A. VOLCHENKO, N. A. VOLCHENKO, V. S. SKRYPNYK, V. Ya. MALYK,  
D. Yu. ZHURAVLOV*

### **THE TENSE-DEFORMED STATE OF VARIOUS DISC TYPES IN VEHICLE BRAKE DEVICES**

The article is devoted to the tense-deformed state of solid and self-ventilated brake discs with cooling elements in the structure of vehicle brakes. The effect of energy loading of different disc types on the appearance and development of microcracks on their working surfaces is shown. The insufficient power consumption of brake discs on the cyclic braking mode of the vehicle affects the braking effectiveness of the working surfaces of discs due to the appearance of microcracks on them. The latter are the result of the influence of energy loading, and as a consequence, of high thermal stresses. The frictional interaction of the friction pairs "disk-overlays" contributes to the appearance of friction on the treadmill of grinding machines. The latter are a grid of arachnoid or separate arbitrary directed surface tears formed during the tread grinding of the disk friction, the material of which has high brittleness, hardness and reduced thermal conductivity. At the same time, the microcracks spread on the grain boundary in the surface layer of the disk metal. The plastic deformation causes a decrease in the density of the metal surface layer of the disc or an increase in its specific volume. The plastically deformed during the electrothermomechanical friction layer cannot increase freely in the volume of the near-surface layer of the tread of the brake disc friction. At the same time, in the surface layer of the disk there are stresses of compression, and in the rest of its part we can observe the tensile stress. This argument assumes that the deformed surface layer is not even partially in a state of creep.

Plastic deformation causes a decrease in the density of the metal of the surface layer of the disc an increase in its specific volume. Plastic deformation by electromechanical friction the layer cannot freely increase in volume. This is prevented by the non - deformed metal the surface layer of the friction path of the brake pulley. Depending on the temperature, the metal can be in an elastic and plastic creep state, the elastic force does not appear, and the deformation proceeds without the metal striving to restore the shape.

**Key words:** disk-block brake, vehicle, solid and self-ventilated brake discs, treadmill, cooling elements, tense-deformed state.

#### **References**

1. Proektnyy i proverochnyy raschet friktsionnykh uzlov barabanno- i diskovokolodochnykh tormozov transportnykh sredstv / A. H. Dzhanaahmedov. A. I. Volchenko. A. V. Voznyiy [i dr.]. Standart. - Baku: «Apostroff», 2016. - 272 s.
2. Kapitonova L. V. Vliyaniye perforatsii diskov na ih temperaturu v usloviyakh vzleta i posadki transportnykh samoletov [Tekst] / Otkryitiye informatsionnyie i kom-pyuternyye integrirovannyye tehnologii. - # 70. - 2015. -S. 160-167.
3. Pat. 2594044 S1 RF F16D 65/12, F16D 65/84. Sposob opredeleniya ploshchadey poverhnostey metallicheskih diskov pri razlichnoy ih energoemkosti v diskovokolodochnykh tormoznykh ustroystvakh / P. S. Krasin. N. A. Volchenko, G.S. Gudzh, D. Yu. Zhuravlev, A. V. Voznyiy, I. Ya. Zahara; zayavitel i patentoobladatel Kubanskiy gos. tehn. un-t. - #2015122732/11; zayavl. 11.06.2015. opubl. 10.08.2016, Byul. #22-15 s.