

УДК 629.413-592.113

М. В. КИНДРАЧУК¹, Д. А. ВОЛЬЧЕНКО², А. В. ВОЗНИЙ², О. Б. СТАДНЫХ²,
В. С. ВИТВИЦКИЙ²

¹Национальный авиационный университет, Украина

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

ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТЬ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ДИСКОВ В ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВАХ ТРАНСПОРТНЫХ САМОЛЕТОВ

В процессе торможения многодисковые тормоза транспортных самолетов подвержены воздействию динамических (сил: инерции, окружных, радиальных и трения) нагрузок, и как следствие, тепловых нагрузок. Последние существенно влияют на износ-фрикционные свойства многопарных узлов трения. Снижение энергонагруженности тормозных дисков является важной проблемой, что и нашло отражение в материалах настоящей статьи

Ключевые слова: дисковый тормоз, тормозные диски различных конструкций, объемная и поверхностная температура, температурные градиенты, интенсивность вынужденного воздушного охлаждения.

Введение. Транспортное машиностроение, и в частности, самолетостроение, широко использует современные системы торможения. Известно, что посадочные устройства самолетов в эксплуатации характеризуются высокой удельной нагруженностью как силовой, так и тепловой, кроме того характеризуется еще и ударом шасси при посадке, когда также происходит превращение кинетической энергии в тепловую. Кроме указанных узлов существенно тепловому воздействию подвержены другие детали колеса, т.е. барабан и шины. Воздействие аperiодических циклов нагрева и охлаждения за интервалы времени «посадка – стоянка» самолета в значительной степени определяют как долговечность барабана колеса, так и эффективность работы пакета дисков тормоза.

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 COSMOSWorks 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, а также нельзя определять глубинный температурный градиент изделия.

Работа [2] посвящена оценке влияния силовых и тепловых воздействий на работоспособность авиационных тормозных колес. С последних выделен пакет дисков тормоза, которые были изготовлены из углерод-углеродных фрикционных материалов (УУФМ), что позволило улучшить эксплуатационные параметры узлов трения. В дальнейшем было рассмотрено напряженно-деформированное состояние тормозных дисков без учета сложного теплообмена между ними и омывающей средой.

Влиянию перфорации тормозных дисков на их температуру в условиях взлета и посадки транспортного самолета рассмотрено в работе [3]. В последней оценена энергонагруженность и напряженно-деформированное состояние перфорированных тормозных дисков. Однако не было учтено увеличение площадки теплообмена от перфорации дисков и количество омывающего воздуха их поверхности, т.е. интенсивность теплообмена [4].

В процессе эксплуатации на контактирующих пятнах микровыступов дисков развиваются поверхностные температуры порядка 1000°C и более, что приводит к неравномерному нагреванию поверхностей дисков из-за нереализации в каждой паре трения регламентируемого динамического коэффициента взаимного перекрытия. В этих случаях возникают значительные поверхностные градиенты температур, приводящие к появлению тепловых деформаций, и как следствие, температурных напряжений. С ростом числа посадок транспортного самолета в диске накапливаются остаточные деформации, что приводит к выходу их из строя, а также тормоза в целом, что в итоге грозит возникновению аварийной ситуации.

Температуры, возникающие на поверхности трения дисков, оказывают существенное влияние на износо-фрикционные характеристики материалов пары трения. При повышении температур значительно снижается динамический коэффициент трения, увеличиваются удельные нагрузки, и как следствие, повышается линейный износ дисков [5, 6]. Кроме того, в случаях внештатных перегревов тормозов, возможно изменение напряженно-деформированного состояния самого тормозного колеса.

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

- особенности конструкции дискового тормоза и выбор пар трения;
- весовые и энергетические характеристики различных типов тормозных дисков.

Цель работы – улучшение износо-фрикционных свойств пар трения дисковых тормозов путем снижения их энергонагруженности.

Особенности конструкции дискового тормоза и выбор пар трения. Различают три вида самолетных тормозов – колодочные, камерные и дисковые. Наиболее широкое распространение в конструкциях современных авиационных колес получили дисковые тормоза (рис. 1).

Дисковые тормоза действуют по принципу фрикционной муфты сцепления. На барабане и корпусе дискового тормоза укреплены вращающиеся вместе с колесом диски и неподвижные диски. Подвижные диски перемещаются вдоль оси колеса. Тормозной момент реализуется за счет того, что вращающиеся диски прижимаются к неподвижным. Дисковые тормоза компактны, создают большой тормозной момент за счет многопарности, работают плавно без заклинивания, не требуют точной коаксиальности колеса и барабана.

Механическая часть дискового тормоза состоит из подвижных (диска тормоза) и неподвижных (башмака и колодки с накладками) деталей. При торможении они приводятся в контактно-импульсное фрикционное взаимодействие. В результате чего выполняется работа трения и при этом происходит генерирование электрических токов и аккумуляирование теплоты в поверхностных слоях пар трения тормоза. В дальнейшем большая часть теплоты отводится в пары трения тормоза.

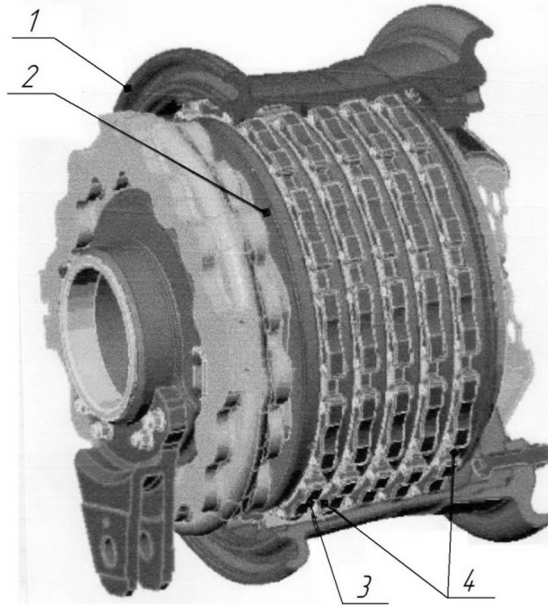


Рис. 1. Авиационное колесо в сборе:

1 – барабан; 2, 3 – неподвижный и вращающийся диск; 4 – пакет дисков

Большой коэффициент взаимного перекрытия фрикционной пары дискового тормоза и повышенные удельные нагрузки в ней предъявляют особые требования к подбору материалов узла трения и его конструированию. Несмотря на то, что тормоз является многодисковым с увеличенной общей площадью как теплоаккумулирующей, так и теплоотдающей тепловой режим работы каждой фрикционной пары остается напряженным. Смягчение теплового режима может быть достигнуто правильным подбором материалов тормозных дисков и их рациональной конструкцией. К основным конструктивным параметрам тормозных дисков относятся: толщина, наружный и внутренний диаметры. К основным эксплуатационным параметрам многодисковых тормозов относятся: коэффициенты: взаимного перекрытия; динамический коэффициент трения; тормозной момент и износ рабочих поверхностей дисков.

Исследованиям подвергались три типа дисков: сплошной, с верным расположением по поверхности отверстий и канавок (рис. 2). Согласно работы [2] в качестве материалов для тормозных дисков были выбраны: сталь 20X13, бериллий (Be) и углерод (C). В табл. 1 приведены физические характеристики материалов тормозных дисков.

Таблица 1

Физические свойства материалов тормозных дисков

Свойства	Сталь 20X13	Бериллий (Be)	Углерод (C)
Плотность, кг/м ³	7670	1848	1800
Теплоемкость, кДж/(кг·°C)	0,13	1,80	0,71
Теплопроводность, Вт/м·°C	24,0	178,0	104,7
Коэффициент термического расширения, °C ⁻¹	8,4	10,3-13,1·10 ⁻⁶	1,5
Коэффициент сопротивления термическому удару	5,5	2,7	141
Предельная температура, °C	2100	1287	4000

В диске рис. 2, б сделано десять рядов по пять отверстий диаметром 4,0 мм, которые расположены на радиусе 60,0 мм с шагом 12,0 мм, а в диске рис. 2 в выполнено десять канавок криволинейной формы в радиальном направлении.

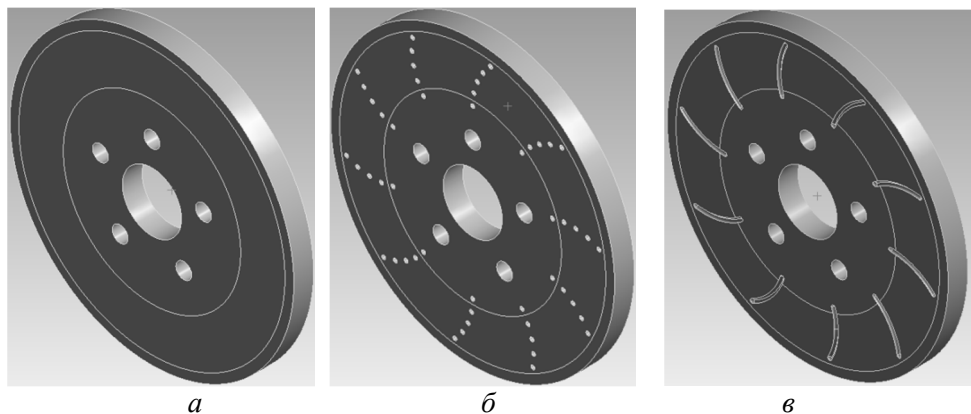


Рис. 2. Конструктивные особенности тормозных дисков: а – сплошной; б, в – с веерным расположением по поверхности отверстий и канавок

Развитая система вентиляционных отверстий выполненных с веерным расположением по боковым поверхностям тормозного диска (см. рис. 2, б) способствует турбулизации потоков воздуха, всасываемого в отверстия каждого диска и его смешиванию между дисками. При этом потоки воздуха не только охлаждают тело дисков, но и охлаждаются сами за счет процессов вихреобразования, вызванных веерным расположением вентиляционных отверстий. Эффект охлаждения воздушными потоками повышается в том случае, если веерное расположение в каждом диске будет смещено на величину диаметра отверстия по отношению к следующему диску. Что касается веерного расположения канавок на боковых поверхностях каждого тормозного диска (см. рис. 2, в), то в этом случае энергетический баланс потоков воздуха относится только к одной паре трения и поэтому эффект охлаждения будет меньшим.

В табл. 2 и 3 проиллюстрированы физические свойства стали 20Х13, имеющей в своей структуре полупроводниковые элементы (Si, S, P), а также чистых полупроводниковых веществ Ве и С.

В табл. 4 наведено площади поверхностей различных типов тормозных дисков.

Бериллий (Ве) и углерод (С) являются полупроводниковыми материалами с р- и n-типами проводимости при фрикционном взаимодействии со сталью 20Х13, т.е. с ее компонентами образуются полупроводники с присадками. Формирующиеся тройные переходы могут создать между парами трения диоды и транзисторы. Последние перераспределяют теплоту между парами трения, управляя тем самым эксплуатационными параметрами тормоза. Следует не забывать тот факт, что бериллий является ионным аккумулятором.

Весовые и энергетические характеристики различных типов тормозных дисков. По данным А.В. Чичинадзе при изготовлении тормозных дисков из материалов на основе металлокерамики фрикционных спеченных материалов (ФСММ) были получены следующие результаты экспериментальных исследований. При повышении поверхностной температуры от 200 °С (режим руления) до 800–1000 °С (посадка) имеет место возрастание интенсивности линейного износа в 4...6 раз, достигая величины 6...8 мкм/торм. В то же время применение са-

мых лучших вариантов ФСПМ не может обеспечить ресурс более 200...250 посадок при максимальной весовой энергоотдаче 250...300 кДж/кг.

Таблица 2

Физические свойства стали 20Х13

t , С	$E \cdot 10^5$, МПа	$\alpha \cdot 10^6$, °С ⁻¹	λ , Вт/(м·°С)	ρ , кг/м ³	c , Дж/(кг·°С)	$R \cdot 10^9$, Ом·м
20	2.18		23	7670		588
100	2.14	10.1	26	7660	461	653
200	2.08	11.2	26	7630	523	730
300	2	11.5	26	7600	565	800
400	1.89	11.9	26	7570	628	884
500	1.81	12.2	27	7540	691	952
600	1.69	12.8	26	7510	775	1022
700	–	12.8	26	7480	963	1102
800	–	13	27	7450	–	–

Таблица 3

Характеристики материалов для различных типов тормозных дисков

Свойства атома			
Название, символ, номер		Бериллий / Beryllium (Be), 4	Углерод / Carboneum (C), 6
Атомная масса (молярная масса)		9,012182(3) а. е. м. (г/моль)	[12,0096; 12,0116] а. е. м. (г/моль)
Электронная конфигурация		[He] 2s ²	[He] 2s ² 2p ²
Радиус атома		112 пм	77 пм
Химические свойства			
Радиусы	ковалентный	90 пм	77 пм
	иона	35 (+2e) пм	16 (+4e) 260 (-4e) пм
Электроотрицательность		1,57 (шкала Полинга)	2,55 (шкала Полинга)
Электродный потенциал		-1,69 В	–
Степени окисления		2; 1	4, 3, 2, 1, 0, -1, -2, -3, -4
Термодинамические свойства простого вещества			
Плотность (при н. у.)		1,848 г/см ³	2,25 (графит) г/см ³
Температура	плавления	1551 К (1278 °С, 2332 °F)	–
	кипения	3243 К (2970 °С, 5378 °F)	возг. 3780К; 3506,85 °С
Удельная теплота	плавления	12,21 кДж/моль	Критическая точка 4130 К, 12 МПа
	кипения	309 кДж/моль	
Молярная теплоёмкость		16,44 Дж/(К·моль)	8,54 (графит) Дж/(К·моль)
Молярный объём		5,0 см ³ /моль	5,3 см ³ /моль
Кристаллическая решётка простого вещества			
Структура решётки		гексагональная	гексагональная (графит), кубическая (алмаз)
Параметры решётки		$a=2,286 \text{ \AA}$; $c=3,584 \text{ \AA}$	$a=2,46$; $c=6,71$ (графит); $a=3,567$ (алмаз)
Температура Дебая		1000 К	1860 (алмаз) К
Прочие характеристики			
Теплопроводность		(300 К) 201 Вт/(м·К)	(300 К) 1,59 Вт/(м·К)

Таблица 4

Площади поверхностей различных типов тормозных дисков

Тип дисков		Толщина дисков, δ , мм	Площади поверхностей тормозных дисков, мм ²				
			рабочей	торцевой		цилиндрических отверстий	канавок
				внешней	внутренней		
сплошной		10,0	63617,25	9047,79	1884,96	–	–
		20,0		18095,57	3769,91	–	–
		30,0		27143,36	5654,87	–	–
с верным расположением	отверстий	10,0	62611,94	9047,79	1884,96	6283,2	–
		20,0		18095,57	3769,91	12566,4	–
		30,0		27143,36	5654,87	18849,6	–
	канавок	10,0	60006,19	9047,79	1884,96	–	6605,6
		20,0		18095,57	3769,91	–	6605,6
		30,0		27143,36	5654,87	–	6605,6

При применении углерод-углеродных фрикционных материалов (УУФМ), имеющих значительные преимущества перед металлокерамическими материалами из-за низкого уровня износа тормозных дисков при эксплуатационных условиях их нагружения. Для различных модификаций этого материала интенсивность линейного износа составляет величину от 1,0 до 3,0 мкм/торм, что может обеспечивать ресурс до 750...1000 посадок. Однако работы А.В. Чичинадзе показали, что для УУКМ характерна более сложная зависимость величины износа от поверхностной температуры или связанной с ней параметром энергоотдачи. Установлено, что максимальная интенсивность износа характерна не только для режимов посадки ($t = 800...1000$ °С), но и для режимов руления ($t = 100...300$ °С).

Следует отметить, что ресурс тормозных дисков из УУКМ более существенно зависит от удельной весовой энергоотдачи теплопоглотителя. Так, повышение энергоотдачи от 500,0 кДж/кг до 800,0 кДж/кг может привести к соответствующему снижению ресурса в 2,0... 2,5 раза.

При оценке эффективности торможения многопарными дисковыми тормозами уровень поверхностных температур его пар трения оказывает существенное влияние на величину переменного динамического коэффициента трения, что, в свою очередь, определяет величину силы трения и тормозного момента, а во многих случаях и на уровень вибрации в тормозе. Для материалов типа УУКМ на холодных тормозных дисках динамический коэффициент трения составляет величину до 0,1, при нагревании же до температур $t = 200...300$ °С он может достигать довольно большой величины (порядка 0,5...0,7) при сохранении на этом уровне вплоть до температур $t = 1000$ °С.

Ввиду того, что определение основных рабочих характеристик тормоза является сложной многофакторной задачей [5] для выбора рациональных фрикционных материалов, оптимизации конструктивных параметров, а также выработки рекомендаций по эксплуатации тормозов А.В. Чичинадзе был создан компь-

ютерный комплекс типа «Protor». Последний позволяет еще на стадии проектирования оценить эксплуатационные параметры дискового тормоза, распределение полей объемных температур в парах трения, поверхностных и глубинных температурных градиентов, напряженно-деформированное состояние дисков и линейный износ их рабочих поверхностей, исходя из особенностей конструкции тормоза, режимов нагружения и свойствах применяемых фрикционных материалов. Так, на рис. 3 проиллюстрированы расчетные графические зависимости изменения температур в паре трения за время посадки транспортного самолета и величины его тормозного пути.

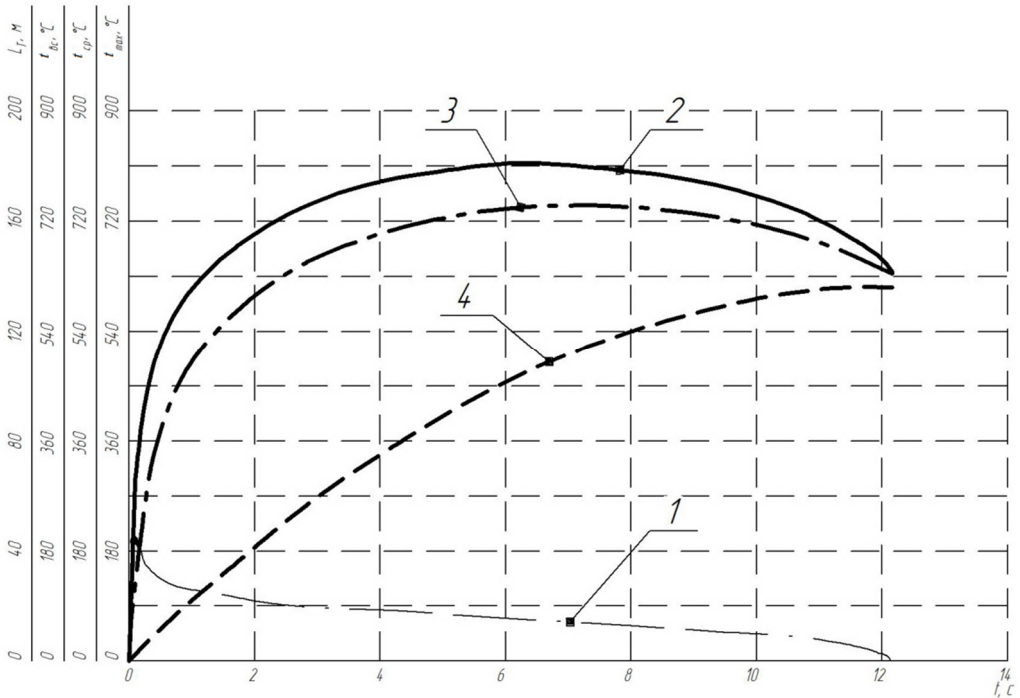


Рис. 3. Энергонагруженность проектируемого дискового тормоза при прогнозируемом торможении транспортного самолета: 1, 2, 3 – кривые температур: вспышки (t_{ac}); средней (t_{cp}) и максимальной (t_{max}) поверхностной; 4 – кривая тормозного пути (L_T)

В табл. 5 и табл. 6 и на рис. 4 и рис. 5 представлены расчетные данные, а также результаты компьютерного моделирования, направленные на оценку эффективности воздушного охлаждения за счет веерного расположения по поверхностям дисков отверстий и канавок.

Введем обозначения для тормозных дисков: I – сплошной; II и III – с веерным расположением отверстий и канавок; при этом возле римских цифр указаны материалы из которого изготовлен диск: I (сталь 20X13); I (Be); и I (C) и т.д. Сравнение произведено по весовым, физическим, конструктивным и эксплуатационным параметрам трех типов тормозных дисков с помощью соотношений.

Произведем сопоставительный анализ по энергонагруженности трех типов тормозных дисков исходя из их различных характеристик:

весовых соотношений:

– типа I (сталь 20X13) / типа II (Be) = 4,19; типа I (сталь 20X13) / типа III (C) = 4,31 ; типа II (Be) / типа III (C) = 1,03;

физических

– при изменении коэффициентов теплопроводности соотношение составило: I (сталь 20X13)/II (Be) = 0,13 ; I (сталь 20X13)/III (C) = 0,23 и II (Be)/III (C) = 1,70;

Таблица 5

Масса тормозных дисков, изготовленных из различных материалов

Тип дисков		Толщина дисков, δ , мм	Объем дисков, V , мм ³	Материалы дисков		
				сталь 20X13	бериллий	углерод
				Масса диска, кг		
сплошной		10,0	613113,22	4,703	1,133	1,104
		20,0	1226226,44	9,406	2,266	2,208
		30,0	1839339,67	14,109	3,399	3,312
с верным расположением	отверстий	10,0	606830,04	4,654	1,121	1,092
		20,0	1213660,07	9,308	2,242	2,184
		30,0	1820490,11	13,964	3,363	3,276
	канавок	10,0	606675,23	4,653	1,121	1,092
		20,0	1219788,45	9,306	2,242	2,184
		30,0	1832901,67	13,959	3,363	3,276

Таблица 6

Энергонагруженность тормозных дисков, изготовленных из различных материалов

Материал	Толщина, δ , мм	Конструктивные особенности тормозных дисков		
		сплошной	с верным расположением	
диска			отверстий	канавок
Объемные температуры, °C				
Сталь 20X13	10,0	80,04	77,50	79,35
	20,0	172,13	162,06	168,88
	30,0	255,11	233,10	238,35
Бериллий	10,0	271,41	267,52	273,66
	20,0	434,59	420,95	428,82
	30,0	509,79	502,70	512,73
Углерод	10,0	341,33	336,90	341,33
	20,0	505,87	493,57	500,85
	30,0	589,26	570,30	579,28

конструктивных

– при изменении площадей фрикционного взаимодействия соотношение составило: I (сталь 20X13)/II (Be) = 1,016; I (сталь 20X13)/III (C) = 1,06 и II (Be)/III (C) = 1,043;

эксплуатационных

– при изменении коэффициентов теплоотдачи (конвекцией и радиационным теплообменом) соотношение составили: I (сталь 20X13)/II (Be) = 0,846; I (сталь 20X13)/III (C) = 0,955 и II (Be)/III (C) = 1,128;

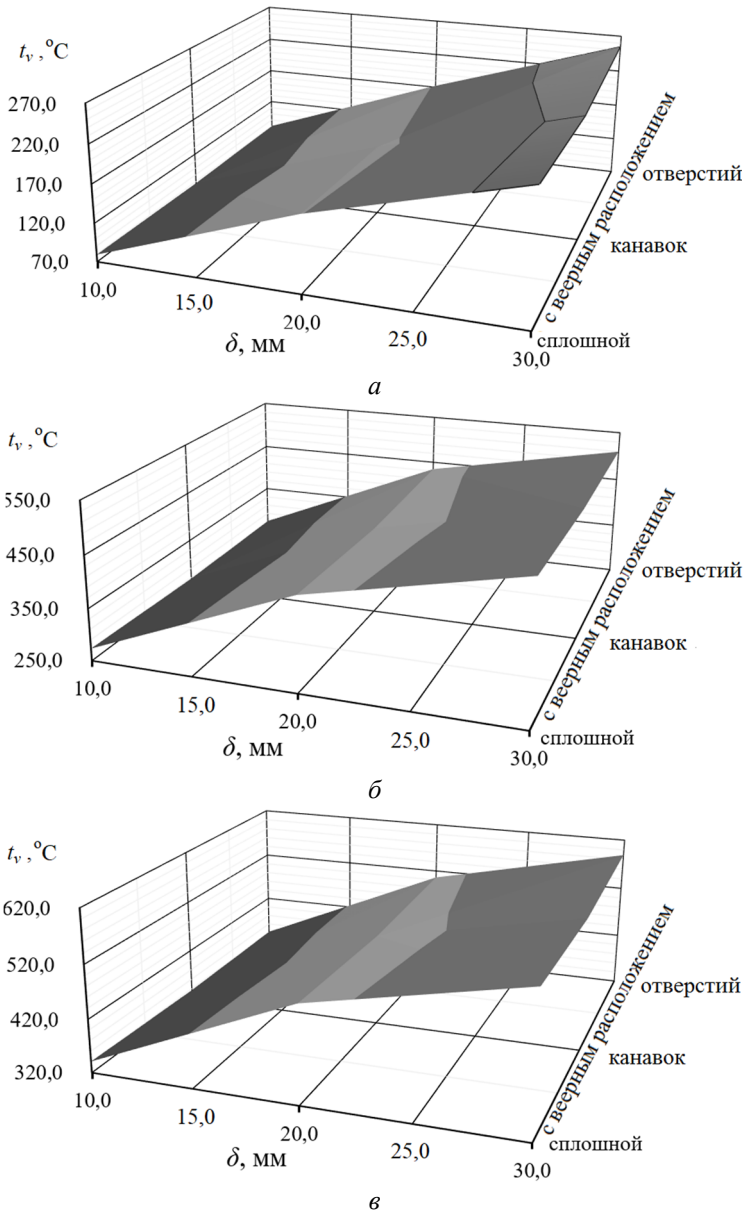


Рис. 4. Закономерности изменения объемной температуры различных типов тормозных дисков в зависимости от их толщин δ и материалов изготовления:

a – сталь 20X13; *б* – бериллий; *в* – углерод

КОНСТРУКТИВНЫХ

– при изменении площадей фрикционного взаимодействия соотношение составило: I (сталь 20X13)/II (Be) = 1,016; I (сталь 20X13)/III (C) = 1,06 и II (Be)/III (C) = 1,043;

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ

– при изменении коэффициентов теплоотдачи (конвекцией и радиационным теплообменом) соотношение составило: I (сталь 20X13)/II (Be) = 0,846; I (сталь 20X13)/III (C) = 0,955 и II (Be)/III (C) = 1,128;

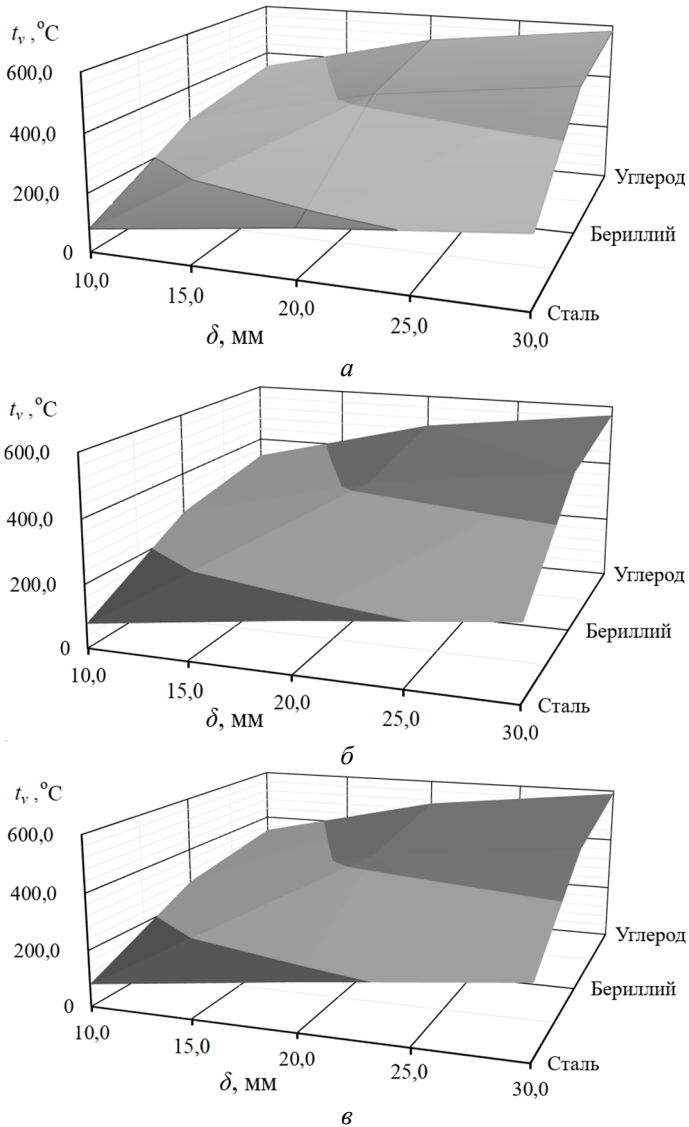


Рис. 5. Закономерности изменения объемной температуры различных типов тормозных дисков: *a* – сплошного; *б*, *в* – с веерным расположением отверстий и канавок в зависимости от их толщин δ и материалов изготовления

– при изменении коэффициентов взаимного перекрытия пар трения соотношение составили: I (сталь 20X13)/II (Be) = 1,016; I (сталь 20X13)/III (C) = 1,06 и II (Be)/III (C) = 1,043;

– при постоянных конструктивных параметрах отверстий и канавок (веерно расположенных по поверхностям тормозных дисков) для различных толщин дисков для II и III-го их типов приведенная эффективность воздушного охлаждения составила, соответственно, 3,8 % и 2,1 % по сравнению с воздушным охлаждением I-го типа диска.

Выводы. Таким образом, многофакторный анализ параметров различных типов тормозных дисков, изготовленных из стали 20X13, бериллия и углерода, с

конструктивними удосконаленнями бокових поверхностей дисків дозволило оцінити ефективність їх повітряного охолодження.

Список літератури

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. Оценка влияния температурных и силовых воздействий на работоспособность авиационных тормозных колес / Б.С. Окулов, Л.И. Бакин, В.В. Мозалев, А.В. Суворов и др. – Труды 5-го междунар. симпоз. по трению изделий и материалам «Ярофи – 2003», Ярославль (Россия), 2003. – С. 132–137.
3. 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.
4. Самарский А.А. Вычислительная теплопередача [Текст] / А.А. Самарский, П.Н. Вабишевич. – М.: Единоурал, 2003. – 784 с.
5. Экспериментальные исследования энергонагруженности пар трения ленточно-колодочных тормозов с воздушно-жидкостной системой охлаждения (часть первая) / М.В. Киндрачук, В.С. Скрипник, И.О. Бекиш, В.М. Чуфус // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ. – 2017. – Вип. 4(77). – С. 16–29.
6. К вопросу об использовании динамических моделей дисково-колодочных тормозов транспортных средств в приводах подъемно-транспортных машин / Д.А. Вольченко, А.В. Возный, О.Б. Стадник, В.С. Витвицкий // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. журн. – К.: НАУ. – 2017. – Вип. 2(75). – С. 24–37.

Стаття надійшла до редакції 15.02.2018

*М. В. КИНДРАЧУК, Д. О. ВОЛЬЧЕНКО, А. В. ВОЗНИЙ, О. Б. СТАДНИК,
В. С. ВИТВИЦКИЙ*

ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНІСТЬ РІЗНИХ ТИПІВ ДИСКІВ В ГАЛЬМІВНИХ ПРИБОРАХ ТРАНСПОРТНИХ ЛІТАКІВ

У процесі гальмування багатодискові гальма транспортних літаків схильні до дії динамічних (сил: інерції, окружних, радіальних і тертя) навантажень, і як наслідок, теплових навантажень. Останнє суттєво впливає на зносо-фрикційні властивості багатопарних вузлів тертя. Зниження енергонавантажності гальмівних дисків є важливою проблемою, яка й знайшла відображення в матеріалах цієї статті

Ключові слова: дискові гальма, гальмівні диски різних конструкцій, об'ємна і поверхнева температура, температурні градієнти, інтенсивність вимушеного повітряного охолодження.

*M. V. KINDRACHUK, D. A. VOLCHENKO, A. V. VOZNYI, O. B. STADNYK,
V. S. VYTVYTSKYI*

ENERGYLOADING OF VARIOUS TYPES OF DISCS IN THE BRAKE DEVICES OF TRANSPORT AIRCRAFT

In the process of braking, the multi-disc brakes of transport aircrafts are prone to the action of dynamical (forces: inertia, circumferential, radial and friction) loads, and as a consequence, thermal loads. The last one significantly affects the wear and friction properties of multi-friction units. Reducing the power of brake discs is an important problem, which is reflected in the materials of this article.

Transport engineering, and in particular aircraft construction, makes extensive use of modern braking systems. It is known that aircraft landing devices in operation are characterized by a high specific strength and thermal loading, in addition, it is also characterized by a landing gear impact when the kinetic energy is also transformed into thermal energy. In addition to these units, other wheel parts are subject to significant thermal stress, i.e. drum and tires. The impact of aperiodic heating and cooling cycles over the "landing-parking" time intervals of a plane largely determines both the durability of the wheel drum and the efficiency of the brake disc package. The purpose of the work is to improve the wear-frictional properties of friction pairs of disc brakes by reducing their energyloading. Multifactor analysis of the parameters of various types of brake discs made of steel 20X13, beryllium and carbon, with structural improvements in the lateral surfaces of the discs, made it possible to evaluate the efficiency of their air cooling.

Keywords: disc brakes, brake discs of various designs, volume and surface temperature, temperature gradients, intensity of forced air cooling.

References

1. Alyamovskiy A.A. COSMOSWorks. Osnovy rascheta konstruktсий na prochnost v srede SolidWorks / A.A. Alyamovskiy. – M.: Izd-vo DMK Press. 2010. – 784 s.. il. (Seriya «Proyektirovaniye»).
2. Otsenka vliyaniya temperaturnykh i silovykh vozdeystviy na rabotosposobnost aviatsionnykh tormoznykh koles / B.S. Okulov. L.I. Bakin. V.V. Mozalev. A.V. Suvorov i dr. – Trudy 5-go mezhdunarodn. simpoz. po friktsionnym izdeliyam i materialam «Yarofi – 2003». Yaroslavl (Rossiya). 2003. – S. 132–137.
3. Kapitonova L.V. Vliyaniye perforatsii diskov na ikh temperaturu v usloviyakh vzleta i posadki transportnykh samoletov [Tekst] / Otkrytyye informatsionnyye i kompyuternyye integrirovannyye tekhnologii. – №70. – 2015. – S. 160–167.
4. Samarskiy A.A. Vychislitel'naya teploperedacha [Tekst] / A.A. Samarskiy. P.N. Vabishevich. – M.: Edinoural. 2003. – 784 s.
5. Eksperimentalnyye issledovaniya energonagruzhennosti par treniya lentochno-kolodochnykh tormozov s vozdušno-zhidkostnoy sistemoy okhlazhdeniya (chast pervaya) / M.V. Kindrachuk. V.S. Skripnyk. I.O. Bekish. V.M. Chufus // Problemi tertya ta znoshuvannya: nauk.-tekhn. zb. – K.: NAU. – 2017. – Vip. 4(77). – S. 16–29.
6. K voprosu ob ispolzovanii dinamicheskikh modeley diskovo-kolodochnykh tormozov transportnykh sredstv v privodakh pod'yemno-transportnykh mashin / D.A. Volchenko. A.V. Voznyy. O.B. Stadnyk. V.S. Vitvitskiy // Problemi tertya ta znoshuvannya: nauk.-tekhn. zhurn. – K.: NAU. – 2017. – Vip. 2(75). – S. 24–37.

Киндрачук Мирослав Васильевич – докт. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой машиноведения, Национальный авиационный университет, пр. Космонавта Комарова, 1, Киев, Украина, 03058, E-mail: nau12@ukr.net.

Вольченко Дмитрий Александрович – доктор техн. наук, профессор кафедры 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.

Возный Андрей Владимирович – 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, E-mail: andrii.voznyi@gmail.com.

Стаднык Олег Богданович – аспирант 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, E-mail: mechmach@nung.edu.ua.

Витвицкий Василий Степанович – аспирант кафедры механики машин, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, 76019, тел.: +38 0342 72 71 47, E-mail: vytyvtskyi.v.s@gmail.com.