УДК 621.894

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПАР ТРЕНИЯ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

(часть II)

А.Х. ДЖАНАХМЕДОВ[*], А.И. ВОЛЬЧЕНКО[**], М.Я. ДЖАВАДОВ[*],
Д.Ю. ЖУРАВЛЕВ[**], А.В. ВОЗНЫЙ[**], В.С. ВИТВИЦКИЙ[**]

Статья посвящена расчету конструктивных и весовых параметров сплошных и самовентилируемых тормозных дисков с элементами охлаждения, а также учету термических сопротивлений толщин дисков, изготовленных из различных теплопроводных материалов.

***Ключевые слова**: транспортное средство, дисково-колодочный тормоз, фрикционная накладка, сплошной и самовентилируемый тормозной диск, конструктивные и весовые параметры, энергонагруженность, расчет и проектирование.*

Введение. Экономия дефицитных высокопрочных материалов, создание легких конструкций тормозных дисков для подкатегорий транспортных средств при обеспечении их надежной работы в условиях эксплуатации являются важной задачей проектирования большинства современных дисково-колодочных тормозов. На практике конструктору и расчетчику приходится многократно изменять конструкцию и проводить проектные и проверочные расчеты [1, 2] на энергонагруженность пар трения тормозов с учетом неравновесной термодинамики [3, 4] и оценивать их износостойкость.

Постановка задачи: дать оценку ресурса фрикционных накладок пар трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств; произвести расчет и конструирование различных типов тормозных дисков подкатегорий транспортных средств.

Цель работы – прогнозирование конструктивных и весовых параметров пар трения дисково-колодочных тормозов для подкатегорий транспортных средств с учетом энергонагруженности поясов трения различных типов тормозных дисков.

Оценка ресурса фрикционных накладок пар трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств. Расчетное определение энергетического баланса электро-

[*] Азербайджанская инженерная академия
[**] Ивано-Франковский Национальный технический университет нефти и газа (Украина)

термомеханического трения микровыступов в зависимости от их геометрических параметров рассматривается с учетом механической, тепловой и электрической составляющей мощности трения. Однако при оценке ресурса фрикционных накладок пар трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств необходимо в тепловой составляющей мощности трения учитывать эффект вынужденного охлаждения самовентилируемого тормозного диска с канавками и отверстиями на его дорожках трения.

Тепловая составляющая мощности трения фрикционного узла трения тормоза равна

$$W_{тепл} = 10^{-3}\omega \cdot M_T \cdot \varsigma = 10^{-3}\frac{V_{ск} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} \cdot \varsigma, \text{ Дж/с}, \quad (1)$$

где ω – угловая скорость вращения диска, с$^{-1}$; M_T – тормозной момент, развиваемый парой трения тормоза, Н·м; f – динамический коэффициент трения; ς – коэффициент, учитывающий влияние системы охлаждения самовентилируемого тормозного диска с элементами охлаждения на тепловую составляющую мощности трения. Последний определялся экспериментально-расчетным путем по зависимости вида:

$$\varsigma = \frac{1}{\ln(t_o - t_э)}, \quad (2)$$

где t_o, $t_э$ – температура, соответственно, на входе и выходе из системы вентиляционных каналов дисково-колодочного тормоза.

Таким образом, суммарная составляющая мощность трения фрикционного узла тормоза равна

$$\sum W = W_{мех} + W_{тепл} + W_{эл}, \text{ Дж/с}, \quad (3)$$

По найденной величине энергетического баланса фрикционного узла тормоза определяют объемную интенсивность изнашивания рабочей поверхности накладки по зависимости

$$u_v = I_W^{-1} \cdot \sum W = i_h \cdot \frac{\sum W}{f \cdot HB}, \text{ м}^3\text{/с} \quad (4)$$

где I_w – энергетическая интенсивность изнашивания, Дж/м^3; $\sum W$ – суммарная составляющая энергетического баланса, Дж/с; i_h – удельная линейная интенсивность изнашивания, м/м; HB – твердость материала диска, МПа.

По величине объемной интенсивности изнашивания рабочей поверхности накладки определяют ее фактический ресурс по следующей зависимости:

$$t_r = \frac{L_н \cdot H_н \cdot 2/3\delta_н}{u_v}, \text{ с} \quad (5)$$

где $H_н$ и $2/3\delta_н$ – ширина и допустимая толщина износа накладки, м.

Затем в зависимости от прогнозируемой долговечности фрикционной накладки пары трения тормозного устройства задают величину требуемого приращения ее ресурса $n(t_r)$.

Определение рациональных значений площади, длины фрикционной накладки и приведенного радиуса микровыступов диска осуществляют по эмпирическим зависимостям, полученным в ходе экспериментальных исследований дисковых тормозных устройств.

Рабочую площадь накладки, обеспечивающую прогнозируемый ресурс, находим по зависимости (см. табл. 1 и 2).

$$S_н = \frac{n(t_r)\cdot t_r \cdot I_W^{-1}\cdot\left(10^{-3}\dfrac{V_{ск}\cdot f\cdot N}{2\cdot\pi}\cdot\varsigma + k_в\cdot I\cdot U + 0{,}6\cdot\dfrac{r_м\cdot V_{ск}\cdot N}{L_н}\right)}{2/3\cdot\delta_н}\ . \qquad (6)$$

Приведенный радиус микровыступов поверхностей тормозного диска, обеспечивающих прогнозируемый ресурс накладки, определяем по зависимости вида

$$r_м = \frac{\left(\dfrac{2/3\cdot\delta_н\cdot S_н}{n(t_r)\cdot t_r\cdot I_W^{-1}} - 10^{-3}\dfrac{V_{ск}\cdot f\cdot N}{2\cdot\pi}\cdot\varsigma - k_в\cdot I\cdot U\right)\cdot L_н}{0{,}6\cdot V_{ск}\cdot N}\ . \qquad (7)$$

Длину накладки, обеспечивающую ее прогнозируемый ресурс, определяем по зависимости вида

$$L_н = \frac{0{,}6\cdot r_м\cdot V_{ск}\cdot N}{\left(\dfrac{2/3\cdot\delta_н\cdot S_н}{n(t_r)\cdot t_r\cdot I_W^{-1}} - 10^{-3}\dfrac{V_{ск}\cdot f\cdot N}{2\cdot\pi}\cdot\varsigma - k_в\cdot I\cdot U\right)}, \qquad (8)$$

где t_r – фактический ресурс накладки при ее износе до допустимой толщины, с.

Приведем пример для фрикционного узла дисково-колодочного тормоза при следующих исходных данных: приведенный радиус микровыступов поверхности тормозного диска – 1,0 мкм; скорость скольжения – 16,0 м/с; нормально направленная прижимная нагрузка – 15,0 кН; динамический коэффициент трения - 0,40; площадь фрикционной накладки - 0,005 м^2; геометрические параметры фрикционной накладки: длина - 0,1 м; ширина - 0,05 м; толщина - 0,02 м; удельная линейная интенсивность изнашивания - 10^{-9} мм/м; твердость материала диска – 400,0 МПа.

По заданным значениям были определены следующие фактические характеристики фрикционного узла тормоза: составляющие мощности трения: механическая – 6,31 Дж/с; электрическая – 0,45 Дж/с; тепловая – 9,19 Дж/с; объемная – $9{,}969\cdot10^{-11}$ м^3/с; фактический ресурс – 185,8 ч;

Для увеличения в 1,25 раза ресурса фрикционной накладки необходимо соблюдать регламентируемые величины коэффициентов взаимного перекрытия пар трения, но при этом представляется возможным:

- в 1,25 раза увеличить площадь фрикционной накладки при сохранении неизменным отношения ее длины к ширине. При этом она составит 0,00625 м^2;
- в 2,02 раза увеличить длину фрикционной накладки за счет уменьшения ее ширины при сохранении площади на прежнем уровне. Новые геометрические параметры составят: длина 0,202 м, ширина 0,025 м;
- в 0,495 раза уменьшить приведенный радиус микровыступов поверхностей тормозного диска за счет повышения чистоты обработки его боковых поверхностей.

Таким образом, предлагаемый метод определения параметров фрикционного узла тормоза позволяет рассчитывать по его суммарной (механической, тепловой и электрической) мощности трения и объемной интенсивности изнашивания рабочей поверхности накладки регламентируемый ее ресурс, а затем путем изменения конструктивных параметров пары трения (приведенного радиуса микровыступов пояса трения диска, длины и площади накладки) достигать увеличение ресурса накладки с учетом влияния элементов охлаждения самовентилируемого диска на его энергосостояние.

Таблица 1

Значение улучшенных конструктивных параметров пары трения дисково-колодочного тормоза с самовентилируемым диском с элементами охлаждения для увеличения ресурса фрикционной накладки в 1,25 раза при различных эксплуатационных параметрах

f	N, кН	$V_{ск}$ = 14,0 м/с			$V_{ск}$ = 16,0 м/с			$V_{ск}$ = 18,0 м/с		
		$S_н$, м^2	r, мкм	$L_н$, м	$S_н$, м^2	r, мкм	$L_н$, м	$S_н$, м^2	r, мкм	$L_н$, м
0,35	15,0	0,00625	0,529	0,189	0,00625	0,531	0,188	0,00625	0,533	0,188
	17,0		0,493	0,203		0,495	0,202		0,534	0,187
	19,0		0,456	0,219		0,458	0,218		0,535	0,187
	21,0		0,419	0,238		0,421	0,237		0,536	0,187
0,40	15,0		0,531	0,188		0,533	0,188		0,496	0,202
	17,0		0,494	0,202		0,496	0,202		0,497	0,201
	19,0		0,458	0,219		0,459	0,218		0,498	0,201
	21,0		0,421	0,238		0,423	0,236		0,499	0,200
0,45	15,0		0,532	0,188		0,533	0,187		0,459	0,218
	17,0		0,495	0,202		0,497	0,201		0,461	0,217
	19,0		0,459	0,218		0,460	0,217		0,462	0,217
	21,0		0,422	0,237		0,424	0,236		0,463	0,216
0,50	15,0		0,533	0,188		0,534	0,187		0,422	0,237
	17,0		0,496	0,202		0,498	0,201		0,424	0,236
	19,0		0,460	0,218		0,461	0,217		0,425	0,235
	21,0		0,423	0,236		0,425	0,235		0,426	0,235

Таблица 2

Значение величин, указывающих, во сколько раз увеличиваются ($S_н$, $L_н$) и уменьшаются (r) конструктивные параметры пары трения дисково-колодочного тормоза с самовентилируемым диском с элементами охлаждения для увеличения ресурса фрикционной накладки в 1,25 раза при различных эксплуатационных параметрах

F	N, кН	$V_{ск}$ = 14,0 м/с			$V_{ск}$ = 16,0 м/с			$V_{ск}$ = 18,0 м/с		
		$S_н$, м^2	r, мкм	$L_н$, м	$S_н$, м^2	r, мкм	$L_н$, м	$S_н$, м^2	r, мкм	$L_н$, м
0,35	15,0	1,25	0,529	1,890	1,25	0,531	1,883	1,25	0,533	1,877
	17,0		0,493	2,030		0,495	2,022		0,496	2,015
	19,0		0,456	2,193		0,458	2,183		0,460	2,176
	21,0		0,419	2,384		0,421	2,373		0,423	2,364
0,40	15,0		0,531	1,884		0,533	1,878		0,534	1,873
	17,0		0,494	2,024		0,496	2,016		0,497	2,010
	19,0		0,458	2,185		0,459	2,177		0,461	2,170
	21,0		0,421	2,375		0,423	2,365		0,424	2,356
0,45	15,0		0,532	1,880		0,533	1,875		0,535	1,870
	17,0		0,495	2,019		0,497	2,012		0,498	2,007
	19,0		0,459	2,180		0,460	2,172		0,462	2,166
	21,0		0,422	2,369		0,424	2,359		0,425	2,351
0,50	15,0		0,533	1,877		0,534	1,872		0,535	1,867
	17,0		0,496	2,015		0,498	2,009		0,499	2,004
	19,0		0,460	2,176		0,461	2,168		0,462	2,162
	21,0		0,423	2,363		0,425	2,354		0,426	2,347

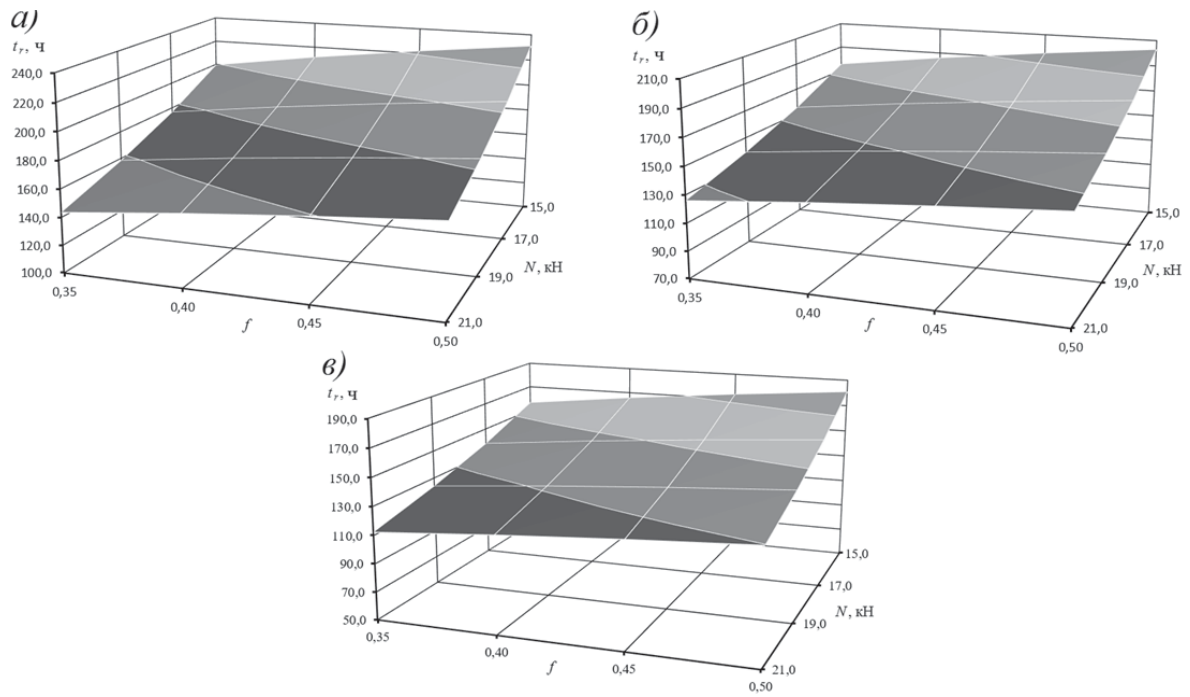

Рис.1 а, б, в - Зависимость фактического ресурса фрикционной накладки ($t_г$) дисково-колодочного тормоза с модернизированным самовентилируемым тормозным диском от динамического коэффициента трения (f) и прижимного нормального усилия (N) при различных скоростях скольжения: а – $V_{ск}$ = 14,0 м/с; б - $V_{ск}$ = 16,0 м/с; в – $V_{ск}$ = 18,0 м/с

На основании выполненных исследований остановимся на принципах конструирования усовершенствованных тормозных дисков.

Расчет и конструирование различных типов тормозных дисков подкатегорий транспортных средств. Малый коэффициент взаимного перекрытия пары трения дисково-колодочного тормоза и, как следствие, повышенные удельные нагрузки фрикционных накладок на тормозной диск предъявляют особые требования к конструированию и подбору материалов узла трения. Установившаяся температура у дисково-колодочных тормозов на 30…35% ниже, чем у барабанно-колодочных соответствующей мощности трения из-за увеличения теплоотдающей поверхности контртела, но энергонагруженность фрикционной пары остается напряженной. Снижение энергонагруженности может быть достигнуто рационально конструкцией фрикционной пары, в первую очередь тормозного диска. Теплоотводящая способность последнего зависит как от его теплопроводности, так и от площади поверхности омываемой встречным потоком воздуха.

Анализ тепловых токов, распространяющихся от верхнего радиуса пояса трения сплошного тормозного диска, а также в полудиске вентилируемого диска (рис. 2) и от нижнего радиуса пояса трения в тело их фланцев позволило найти «золотой» средний радиус пояса трения диска на основании соотношения:

$$\frac{R_{ср}}{R_{общ}} = \frac{R_н}{R_{ср}}. \qquad (9)$$

Рассмотрим определение соотношения между матовой (охлаждаемой) и полированной (нагреваемой) поверхностями различных типов тормозных дисков.

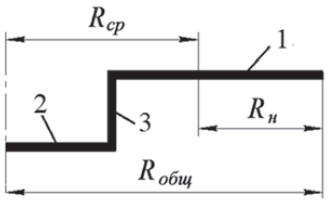

Рис.2. Радиусы тормозного диска (1) с горизонтальной (2) и вертикальной (3) составляющими фланца

При поверхностных температурах металлических сплошного и самовентилируемого тормозных дисков, изготовленных из различных материалов, превышающих 150...200°С, интенсивность вынужденного конвективного теплообмена резко падает, но возрастает теплообмен лучеиспусканием. Согласно закону Стефана-Больцмана коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием равен:

$$\alpha_Л = \frac{C_Л\left|\left(\frac{T_H}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_C}{100}\right)^4\right|}{T_H - T_C}, \qquad (10)$$

где T_H – температура нагревания поверхностей сплошного и самовентилируемого тормозных дисков, К; T_C - температура окружающей среды, К; $C_Л$ – коэффициент излучения, Вт/(м^{2}К^4).

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 наступлении их установившегося теплового состояния [5, 6]. 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

$$\frac{A_{охл}}{A_{нагр}} = \frac{0{,}105}{0{,}03} = 3{,}5;$$

самовентилируемый диск

$$\frac{\sqrt[3]{A_{охл}}}{A_{нагр}} = \frac{\sqrt[3]{0{,}45}}{0{,}03} = 3{,}71.$$

В данном случае рассматриваются площади поверхностей теплообмена сплошного и самовентилируемого дисков тормоза, смонтированных на балке переднего моста автобуса А-172. Процентное расхождение между полученными величинами отношений для различных типов тормозных дисков составляет: для первого случая - 6,0%, для второго - 12,3%, что является хорошим результатом для подобных расчетов.

Таким образом, на основании расчетно-экспериментальных данных установлена взаимосвязь между излучательной способностью матовых и полированной поверхностей и их площадями в дисково-колодочном тормозе при использовании в нем сплошных и самовентилируемых дисков.

В дальнейшем была выполнена обработка конструктивных параметров сплошных и самовентилируемых тормозных дисков и их массы для дисково-колодочных тормозов различных подкатегорий транспортных средств. Для получения функциональной зависимости диаметра сплошных и самовентилируемых тормозных дисков от их толщины различных подкатегорий транспортных средств на основе системного подхода были получены гистограмы расброса указанных конструктивных параметров (рис. 3 и рис. 4).

В дальнейшем на основании метода планирования экстремальных экспериментов, в которые входило 54 варианта, установлены уровни и интервалы изменения факторов: $D = f(\delta)$; $m = f(\delta)$.

Каждый фактор изменялся на трех уровнях, а интервал их изменения выбран с учетом реальных конструктивных параметров сплошных и самовентилируемых дисков тормозов подкатегорий легковых и грузовых транспортных средств.

Получены функциональные зависимости $D = f(\delta)$ и $m = f(\delta)$ в виде полиномов различных порядков, которые записываются следующим образом:

– для сплошных и самовентилируемых дисков легкового и грузового транспортного средства (рис. 3)

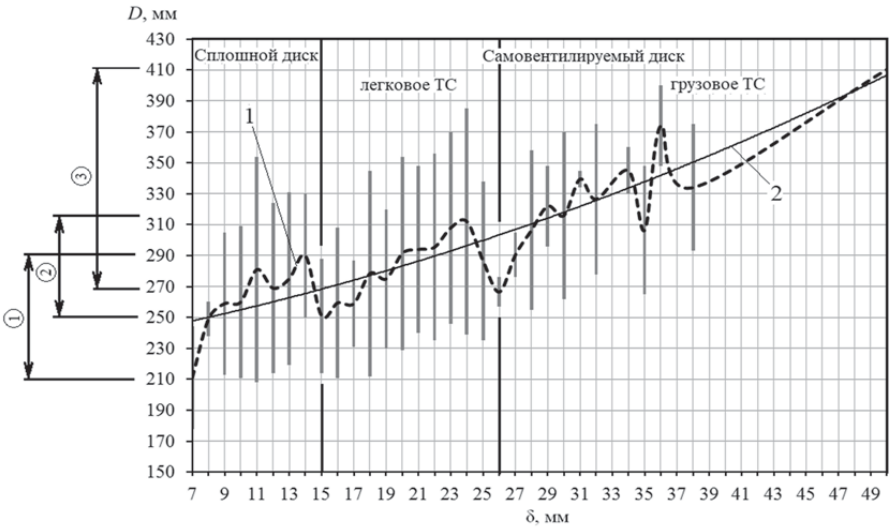

Рис.3. Гистограмма разбросов конструктивных параметров тормозных дисков (диаметра от толщины) (кривая 1) и полиноминальная закономерность (кривая 2) их изменения: кривые зависимостей диаметров тормозных дисков от их толщин; ①, ② и ③ – сплошной и самовентилируемый диск легкового и грузового транспортного средства (ТС)

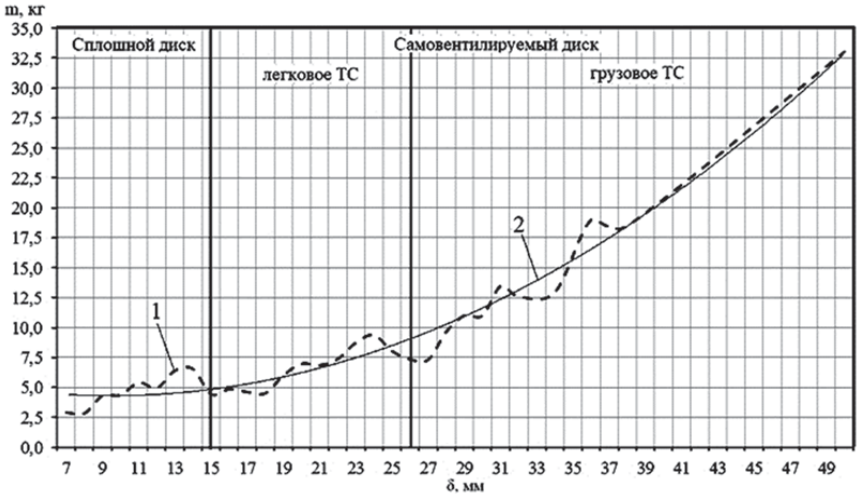

Рис.4. Закономерности изменения массы тормозных дисков от их толщины: 1, 2 – кривые: несистематизированная, полиномиальная; ТС – транспортное средство

$$D = 0{,}032\,\delta^2 + 1{,}8714\,\delta + 233{,}05; \quad (11)$$

$$m = 0{,}0174\,\delta^2 - 0{,}3309\,\delta + 5{,}8772; \quad (12)$$

– для сплошных дисков для подкатегорий транспортных средств (рис. 4)

$$D = -0{,}264\,\delta^4 + 11{,}602\cdot\delta^3 - 189{,}23\cdot\delta^2 + 1362{,}5\,\delta - 3400{,}3; \quad (13)$$

$$m = -0{,}0067\,\delta^5 + 0{,}3621\,\delta^4 - 7{,}6649\,\delta^3 + 79{,}872\,\delta^2 - 408{,}81\,\delta + 823{,}82; \quad (14)$$

– для самовентилируемых дисков для подкатегорий транспортных средств (рис. 5 и 6)

$$D = 4{,}3741\ \delta - 193{,}51; \quad (15)$$

$$m = 0{,}0181\ \delta^2 - 0{,}3624\ \delta + 6{,}0937. \quad (16)$$

Анализ полученных расчетных данных по зависимостям (11 – 16) позволяет констатировать следующее:

– для сплошных и самовентилируемых дисков легкового и грузового транспортного средства величина достоверности аппроксимации (R^2) и среднее отклонение (Δ, %) для диаметра и массы диска (зависимости 11 и 12) составило, соответственно, $R_D^2 = 0{,}8163$, $\Delta_D = 4{,}59\%$ и $R_m^2 = 0{,}964$, $\Delta_m = 13{,}0\%$;

– для сплошных дисков для подкатегорий транспортных средств величина достоверности аппроксимации (R^2) и среднее отклонение (Δ, %) для диаметра и массы диска (зависимости 13 и 14) составило, соответственно, $R_D^2 = 0{,}9105$, $\Delta_D = 1{,}8\%$ и $R_m^2 = 0{,}953$, $\Delta_m = 14{,}1\%$;

– для сплошных дисков для подкатегорий транспортных средств величина достоверности аппроксимации (R^2) и среднее отклонение (Δ, %) для диаметра и массы диска (зависимости 15 и 16) составило, соответственно, $R_D^2 = 0{,}91$, $\Delta_D = 2{,}99\%$ и $R_m^2 = 0{,}9701$, $\Delta_m = 9{,}6\%$.

Термическое сопротивление толщины сплошного диска и полудисков самовентилируемого диска (один полудиск с фланцем, а второй полудиск с вентиляционными каналами, образованными ребрами) играет существенную роль в процессах кондуктивного теплообмена. Термическое сопротивление толщины диска или полудиска выражается отношением δ/λ и имеет единицу измерения (м^2 · °С)/Вт, которая является обратной единице измерения Вт/(м^2 · °С), т. е. коэффициенту теплопередачи через рассматриваемую толщину диска (рис. 7 *а*, *б*).

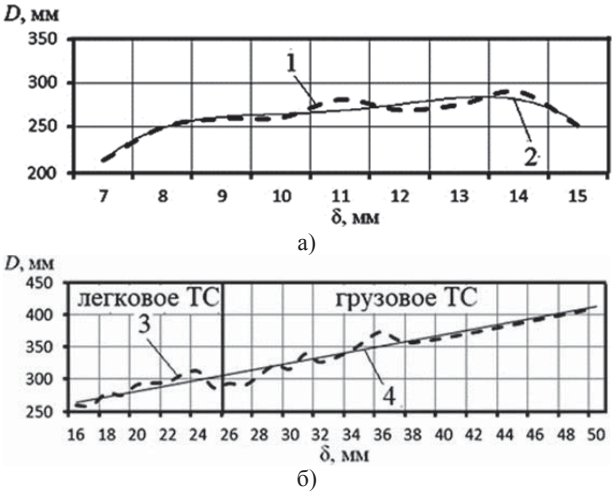

Рис.5 а, б. Закономерности изменения диаметров сплошных (а) и самовентилируемых (б) тормозных дисков от их толщины для подкатегорий транспортных средств с массой: а – 1,2 – 12,5т; б - легковых – 1,485–2,850т; грузовых – 2,9-26,0т: 1,3 и 2,4 – кривые: несистематизированные и полиномиальные

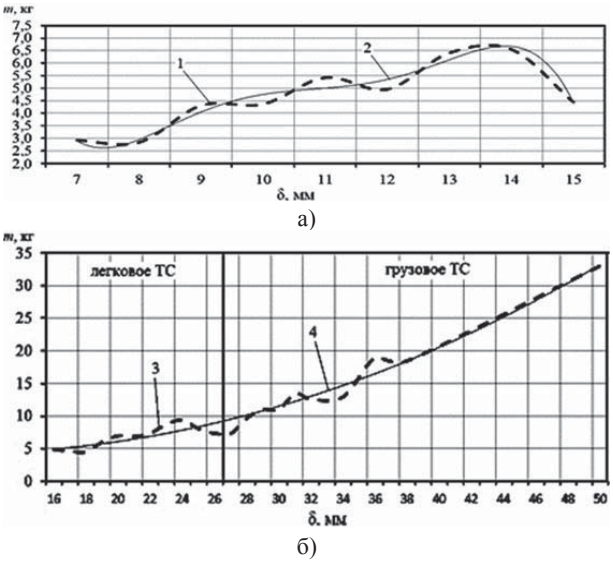

Рис.6 а, б. Закономерности изменения массы сплошных (а) и самовентилируемых (б) тормозных дисков от их толщины для подкатегорий транспортных средств: 1,3 и 2,4 – кривые: несистематизированные и полиномиальные

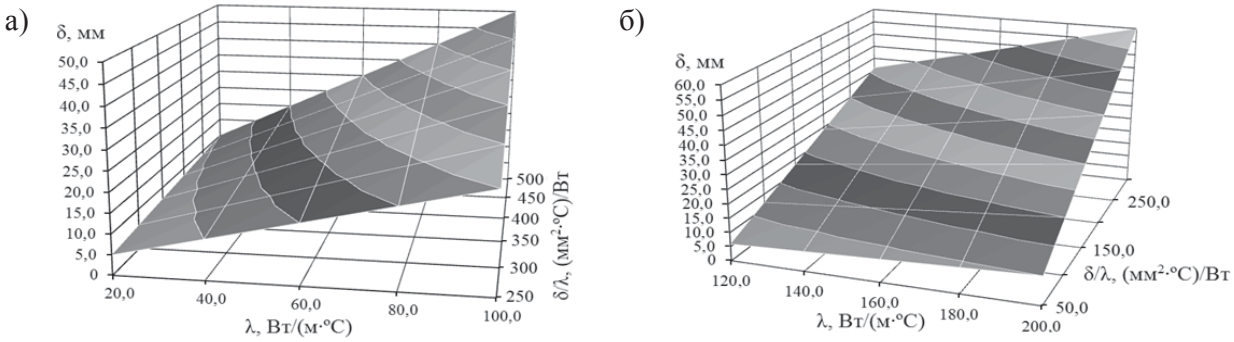

Рис. 7 а, б. Закономерности изменения термического сопротивления (δ/λ) тормозных дисков в зависимости от их толщины (δ) и коэффициентов теплопроводности материалов (λ), изменяющихся от: а - (20 - 100) Вт/(м² · °С) и б - (120 - 200) Вт/(м² · °С)

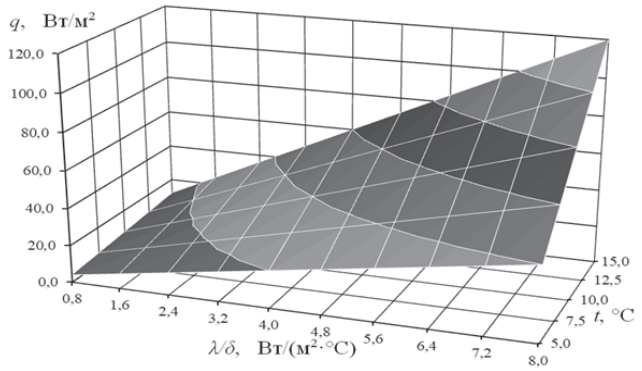

Рис. 8. Закономерности изменения теплового потока (q), пронизывающего пояс трения тормозного диска при фрикционном взаимодействии пары трения "накладка - диск" тормоза в зависимости от параметра (λ/δ) и объемной температуры в теле диска

Из представленных графических зависимостей следует, что с увеличением толщины диска необходимо варьировать коэффициентом теплопроводности применяемых материалов для изготовления тормозных дисков. При этом с помощью зависимости вида $q = \frac{\lambda}{\delta}(t - t_0)$ (где t, t_0 - температуры: объемная диска и окружающей среды) проиллюстрирована графическая зависимость вида $q = f\left(\frac{\lambda}{\delta}, t\right)$ (рис. 8). В последней фигурирует величина λ/δ, которая является обратной термическому сопротивлению толщины тормозного диска. Выходит, что расчет и конструирование различных типов дисков подкатегорий транспортных средств проводится не только для определения конструктивных и весовых параметров, но и с учетом энергоемкости поясов трения тормозных дисков.

Заключение. Проиллюстрирована возможность получения рациональных параметров пары трения дисково-колодочного тормоза, исходя из ресурса фрикционной накладки. Подбор различных типов дисков тормозов выполнен из условия энергонагруженности поясов трения и коэффициента теплопроводности материалов.

REFERENCES

1. Proektnyj i proverochnyj raschet frikcionnyh uzlov barabanno- i diskovo-kolodochnyh tormozov transportnyh sredstv / A.Kh. Janahmadov. A.I. Volchenko. A.V. Voznyj [i dr.]. Standart. – Baku: «Apostroff», 2016. – 272 s.
   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. **Demyanushko I.V.** Raschet na prochnost vrashhajushhihsya diskov / I.V. Demyanushko, I.A. Birger. - M.: Mashinostroenie, 1978. - 247 s.
   Демянушко И.В. Расчет на прочность вращающихся дисков / И.В. Демянушко, И.А. Биргер. - М.: Машиностроение, 1978. - 247 с.
3. Teplo- i massoobmen. Teplotehnicheskij eksperiment. Spravochnik / E.A. Ameti-sov, V.A. Grigoryev, B.T. Emcev i dr.: Pod obshh. red. V.A. Grigoryev i V.M. Zorina. - M.: Energoizdat, 1982. - 512 s.
   Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент. Справочник / Е.А. Аметисов, В.А. Григорьев, Б.Т. Емцев и др.: Под общ. ред. В.А. Григорьев и В.М. Зорина. - М.: Энергоиздат, 1982. - 512 с.
4. **Kirillin V.A.** Osnovy eksperimentalnoj termodinamiki / V.A. Kirilin, A.E. Shejndlin. - M.-L.: Gosudarstvennoe energeticheskoe izdatelstvo, 1950. - 310 s.
   Кириллин В.А. Основы экспериментальной термодинамики / В.А. Кирилин, А.Е. Шейндлин. - М.-Л.: Государственное энергетическое издательство, 1950. - 310 с.
5. Patent 2561415 S2 RF F16D 51/08, F16D 49/19. Sposob opredelenija ploshhadej po-verhnostej metallicheskih frikcionnyh elementov pri razlichnoj ih energoemkosti v tormoznyh ustrojstvah / A.I. Volchenko, N.A. Volchenko, D.A. Volchenko, V.V. Kostin, A.V. Mojsishin; zajavitel i patentoobladatel Ivano-Frankovsk. nacional. tehn. un-t nefti i gaza. – №2011101039/11; zajavl. 12.01.2011. opubl. 27.08.2015, Bjul. №24 – 11 s.
   Патент 2561415 C2 РФ F16D 51/08, F16D 49/19. Способ определения площадей поверхностей металлических фрикционных элементов при различной их энергоемкости в тормозных устройствах / А.И. Вольченко, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, В.В. Костин, А.В. Мойсишин; заявитель и патентообладатель Ивано-Франковск. национал. техн. ун-т нефти и газа. – №2011101039/11; заявл. 12.01.2011. опубл. 27.08.2015, Бюл. №24 – 11 с.
6. **Janahmadov A.H., Volchenko A.I., Juravlev D.J., Voznyj A.V., Vitvickij V.S.** Raschet i konstruirovanie par trenija diskovo-kolodochnyh tormozov transportnyh sredstv (chast I) // Vestnik Azerbaijanskoj inzhenernoj akademii, 2018. T. 10, №4. S. 7-16.
   Джанахмедов А.Х., Вольченко А.И., Журавлев Д.Ю., Возный А.В., Витвицкий В.С. Расчет и конструирование пар трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств (часть I) // Вестник Азербайджанской инженерной академии, 2018. Т. 10, №4. С. 7-16.

NƏQLİYYAT VASİTƏLƏRİNİN DİSK-KÜNDƏLİ ƏYLƏCLƏRİN SÜRTÜNMƏ CÜTLƏRİNİN HESABI VƏ QURULMASI
(II hissə)

Ə.X. CANƏHMƏDOV, A.İ. VOLÇENKO, M.Y. CAVADOV, D.Y. JURAVLYOV,
A.V. VOZNIY, V.S. VİTVİTSKİY

Məqalə soyuma elementləri ilə bütöv və özüventilyasiya olunan əyləc disklərin konstruktiv və əhəmiyyətli parametrlərinin hesabına, həmçinin, müxtəlif istilik keçirən materiallardan hazırlanan disklərin qalınlıqların termik müqavimətin nəzərə alınmasına həsr olunmuşdur

Açar sözlər: *nəqliyyat vasitəsi, disk-kündəli əyləc, friksion qoyulma, bütöv və özüventilyasiyalı əyləcli disk, konstruktiv və əhəmiyyətli parametrlər, enerji yüklənmə, hesablama və layihələndirmə.*

CALCULATION AND DESIGN OF FRICTIOAL PAIRS OF DISK-SHOE BRAKES OF TRANSPORT VEHICLES
(Part II)

A.Kh. JANAHMADOV, A.I. VOLCHENKO, M.Y. JAVADOV, D.Y. JURAVLEV,
A.V. VOZNY, V.S. VITVITSKY

The article is devoted to calculation of design and weight data of the continuous and most ventilated brake disks with cooling elements and also to accounting of thermal resistance of thickness of the disks made of various heat-conducting materials.

Keywords: *transport vehicle, disk-shoe brake, a frictional slip, solid and self-ventilated brake disk, design and weight data, power loading, calculation and design*

.