

УДК 629.413-592.113

М. В. КИНДРАЧУК¹, А. И. ВОЛЬЧЕНКО², В. Я. МАЛЫК², Д. Ю. ЖУРАВЛЕВ²,
В. С. ВИТВИЦКИЙ²

¹Национальный авиационный университет, Украина

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

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ДИСКОВ ДЛЯ ТОРМОЗОВ ПОДКАТЕГОРИЙ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В материалах статьи рассмотрен метод расчета и проектирования различных типов дисков для тормозов подкатегорий транспортных средств с учетом их энергонагруженности, коэффициентов теплопроводности и теплопередачи, а также поперечного термического сопротивления тела диска.

Ключевые слова: подкатегория автотранспортных средств, дисково-колодочный тормоз, сплошной и самовентилируемый тормозной диск, элементы охлаждения, тепловой поток, поверхностная и объемная температуры, основные эксплуатационные параметры, коэффициент теплопроводности и теплопередачи.

Введение. Установлено, что реальный электротермомеханический процесс трения в паре трения «диск – накладка – колодки» до допустимой температуры материалов накладки происходит в трех полях: механическом, электрическом, и тепловом, а при температурах выше допустимой активизируется химическое поле. В то же время процесс трения в указанной выше паре включает в себя три основных составляющих: микрорезание, интенсивное окисление, массоперенос компонентов материалов накладки, а также продуктов износа, образующихся при фрикционном взаимодействии на поясе трения тормозного диска. При этом продукты износа имеют отрицательный заряд и тем самым усиливают энергонагруженность пояса трения диска.

Чем выше теплопроводность материалов при их пластичности, из которых изготовлены различные типы тормозных дисков, тем меньше термическое сопротивление слоев, а также меньше их температурное сжатие, тем меньше вероятность образования микротрещин на поверхностях поясов трения тормозных дисков.

Состояние проблемы. В процессе торможения транспортного средства в результате действия сил трения, возникающим при фрикционном взаимодействии рабочих поверхностей накладок колодок с поясами трения диска их поверхности нагреваются и достигают высоких температур. Повышение поверхностных градиентов диска приводит к его аксиальному перекоосу (экранированию). Температурные деформации в местах сопряжения нерабочих поверхностей дисков с ребрами, образующими вентиляционные каналы, вызывают волнистость или горбатость поверхности трения диска, что способствует увеличению удельных нагрузок в парах трения и ведет к возникновению локальных температурных пятен на поясах трения диска, и как следствие, локальных поверхностных температурных градиентов. Это приводит к интенсификации теплового сопротивления продольных и поперечных частей тепловых потоков, действующих на поверхности и вглубь верхнего слоя пояса трения диска. Это способствует изменениям, в худшую сторону, как износо-фрикционных свойств, так и прочностной связи со структурными превращениями в материалах. При

длительном действии поверхностных и глубинных температурных градиентов в самовентилируемых дисках зарождаются и развиваются микротрещины с выходом трещин на внешнюю поверхность поясов трения дисков.

Влиянию перфорации тормозных дисков на их температуру в условиях взлета и посадки транспортного самолета рассмотрено в работе [1]. В последней оценена энергонагруженность и напряженно-деформированное состояние перфорированных тормозных дисков. Однако не была дана оценка эффективности охлаждения дросселированных потоков воздуха при их прохождении через перфорацию дисков.

Исследованию тормозных дисков транспортных самолетов с веерным расположением канавок и отверстий на их рабочих поверхностях посвящена работа [2]. В последней произведена оценка напряженно-деформированного состояния и выбор материалов с большим коэффициентом теплопроводности для дисков без учета их термического сопротивления и коэффициента теплопередачи.

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

- выбор материалов для различных типов тормозных дисков;
- оценка самовентилируемых тормозных дисков с элементами охлаждения;
- определение конструктивных и весовых характеристик тормозных дисков;
- предложен метод расчета и проектирования различных типов дисков для подкатегорий автотранспортных средств.

Цель работы – улучшение износо-фрикционных свойств пар трения самовентилируемых тормозных дисков транспортных средств путем снижения их энергонагруженности.

Выбор материалов для различных типов тормозных дисков. В дисково-колодочных тормозах применяют как сплошные, так и самовентилируемые диски с развитой системой вентиляционных отверстий и каналов в теле диска с полированными и матовыми его боковыми поверхностями. Указанные поверхности взаимодействуют со скоростными потоками омывающего воздуха при движении автотранспортного средства, тем самым снижая энергонагруженность тормозных дисков с элементами охлаждения на их поясах трения (отверстий и канавок, расположенных под углом и веерно (рис. 1, а, б, в, д, е, ж, з). На рис. 1 использованы следующие обозначения: $h_{1,2}$ – высота микронеровностей; $r_{m1,2}$ – радиус микронеровности; $\tau_{1,2}$ – напряжение среза; $t_{всн}$, $t_{1,2}$ – температура: вспышки; поверхностные; $c_{1,2}$ – теплоемкость.

В качестве объекта исследований выбран дисково-колодочный тормоз грузового автотранспортного средства марки MAN модели TGA 26.430. В данном тормозе используется самовентилируемый тормозной диск (рис. 1 а, б). Забор воздуха осуществляется через отверстия в ступице или в основе венца тормозного диска. Воздух всасывается внутрь вентиляционных каналов, проходит через них и выбрасывается наружу, охлаждая внутренние полости диска. Подбором оптимального сечения каналов и радиусов закругления стенок входных отверстий можно повысить скорость омывающего потока воздуха в разных точках диска от 5,0 до 10,0%.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией у самовентилируемого диска примерно вдвое больше, чем у сплошного.

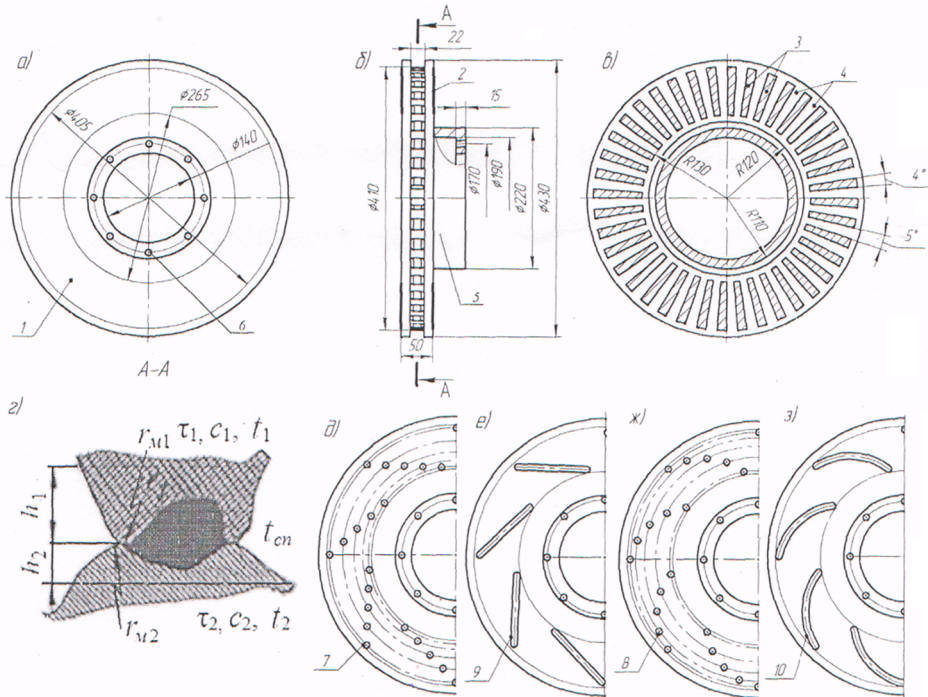


Рис. 1. Главный (а) и сбоку (б) виды самовентилированного тормозного диска с фланцем, его продольное сечение (в), пятно контакта на микровыступах пары трения (г) и типы дисков с элементами охлаждения (д, е, ж, з): 1 – боковые поверхности диска; 2 – пояса трения; 3 – радиальные ребра; 4 – вентиляционные каналы; 5 – фланец диска; 6 – крепежные отверстия; 7, 8 – вентиляционные отверстия, расположенные под углом и верно; 9, 10 – канавки расположенные под углом и верно

Однако охлаждающая способность самовентилированного диска снижается на высоких скоростях движения автотранспортного средства через увеличение статического напора омывающего воздуха. Насосное действие ротора (ребер, образующих между своими боковыми поверхностями диффузоры или конфузур) снижается из-за стремления омывающего воздуха покинуть ротор в передней части полукруга диска. Поэтому на поясе трения и выполняются отверстия под углом и веерно (рис. 2.3 д, е, ж, з), которые в процессе торможения за один оборот диска последовательно все перекрываются. При этом каждое секторное перекрытие парой «накладки колодки – пояс трения диска с отверстиями» и является возбудителем циркулирующих потоков в пустотелых объемах диска. Кроме того, имеем позитивный и негативный градиенты давления по длине конфузуров.

Известно, что по закону Фурье тепловой поток выражается зависимостью

$$q = -\frac{\lambda}{\delta} \nabla T \quad (1)$$

где λ – коэффициент теплопроводности; δ – толщина диска; ∇T – оператор градиента температуры.

При этом приращение теплового потока δW после очередного циклического торможения автотранспортного средства можно записать в виде

$$\delta W = -\frac{\lambda}{\delta} \delta' (\nabla T) - \left(\delta' \frac{\lambda}{\delta} \right) \nabla T, \quad (2)$$

где δ' – символ варьирования, из которого следует, что только в частном случае, когда $\lambda = \text{const}$ ($\delta'\lambda = 0$), оно совпадает с (2).

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 [3]. Термическое сопротивление толщины диска или полудиска выражается отношением δ/λ и имеет единицу измерения $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$, которая является обратной единице измерения $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, т. е. коэффициенту теплопередачи через рассматриваемую толщину диска (рис. 2).

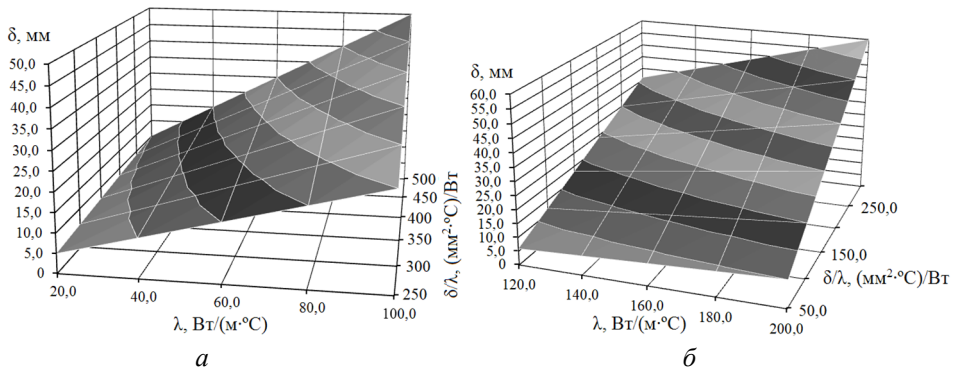


Рис. 2. Закономерности изменения термического сопротивления (δ/λ) тормозных дисков в зависимости от их толщины (δ) и коэффициентов теплопроводности материалов (λ), изменяющихся от: *a* – (20 ... 100) $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ и *б* – (120 ... 200) $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

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 (где t , t_0 – температуры: объемная диска и окружающей среды) проиллюстрирована графическая зависимость вида (рис. 3). 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.

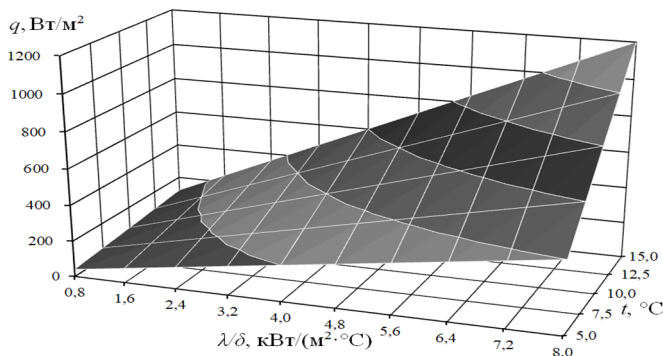


Рис. 3. Закономерности изменения теплового потока (q), пронизывающего пояс трения тормозного диска при фрикционном взаимодействии пары трения «накладка – диск» тормоза в зависимости от параметра (λ/δ) и объемной температуры в теле диска

Оценка эффективности самовентилируемых тормозных дисков с элементами охлаждения. Согласно разработанного метода оценки эффективности самовентилируемых дисков с элементами охлаждения тормозов грузового транспортного средства марки MAN модели TGA 26.430, на который было отведено четыре этапа.

На первом этапе в режиме движения и торможения грузового автомобиля проверяют соотношение суммарной площади вентиляционных отверстий к приведенной площади вентиляционного канала на уровне среднего радиуса пояса трения диска, которое составляет $2r_1$; глубину впадин принимают 0,05 – 0,08 от толщины диска, а его ширину равную диаметру вентиляционного отверстия; при этом первые как при разомкнутых так и замкнутых парах трения тормоза способствуют созданию в полостях вентиляционных каналов объемных вихрей, а вторые создают завихрения омывающих воздушных потоков и способствуют созданию плоского вихря между парами трения тормоза.

Приведенные соотношения конструктивных параметров самовентилированных тормозных дисков с элементами охлаждения отвечают работоспособности пар трения тормоза.

На втором этапе расчетным путем проводят оценку напряженного состояния составляющих элементов серийного самовентилированного тормозного диска в сравнительном анализе с самовентилированными дисками с вентиляционным отверстием и канавкой на их поясах трения при нагретом состоянии до объемной температуры 150 °С.

На третьем этапе экспериментально-расчетным путем устанавливают закономерности влияния коэффициентов взаимного перекрытия пар трения в связи с сменой площадей поясов трения дисков при исполнении на них вентиляционных отверстий и канавок на основании эксплуатационных параметров: поверхностных температур и их градиенты, динамические коэффициенты трения, износ и тормозной момент дисково-колодочного тормоза автотранспортного средства.

На четвертом этапе расчетно-экспериментальным путем определяют эффективность элементов охлаждения самовентилированных дисков тормозов, пары трения которых оснащены термопарами с термоэлектронами, подключенными к регистрирующей аппаратуре, в режимах движения и торможения грузового автотранспортного средства марки MAN проверяют соотношения. В последней в период времени эксплуатационных испытаний на задний мост в правый тормоз устанавливают серийный самовентилированный тормозной диск, а в левом тормозе по очереди меняют диски, на поясах трения которых выполнены отдельно: вентиляционные отверстия и канавки под углом; вентиляционные отверстия и канавки веерно. После чего путем циклических торможений грузового автотранспортного средства пары трения тормозов нагревают до поверхностной температуры 300 °С, а потом принудительно охлаждают встречными потоками воздуха при движении автотранспортного средства с различными постоянными скоростями одинаковой продолжительности по времени и после чего температурным способом по соотношению измеренных объемных температур дисков правого и левого тормоза, т. е. $(t_1 - t_0)/(t_2 - t_0)$ определяют эффективность элементов охлаждения самовентилированных тормозных дисков.

Определение конструктивных и весовых характеристик тормозных дисков. Тепловой поток, который пронизывал тело диска тормоза составлял

$$q_i = k_i (t_1 - t_2), \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}, \quad (3)$$

где k_i – коэффициент теплопередачи; t_1 и t_2 – поверхностные температуры поясов трения диска.

Анализ полученных данных (табл. 1) показал, что термическое сопротивление толщины диска является величиной обратной коэффициенту теплопередачи.

Определены основные конструктивные и весовые параметры дисков подкатегорий автотранспортных средств, поскольку их тело является аккумулятором тепловой энергии.

В табл. 1 в зависимостях использованы следующие обозначения: радиусы: от края крепежного отверстия диска до его торца $R_o = R_{cp} + R_n$; нижней и верхней точки накладки (R_n); A_n , A_o – площади диска: нагревающая и охлаждающая; C_{II} , C_m – коэффициенты излучения полированных и матовых поверхностей диска; D , δ – диаметр и толщина диска или полудиска; m – масса диска.

Таблица 1

Определение конструктивных и весовых параметров дисков тормозов подкатегорий автотранспортных средств

Название параметра	Расчетные зависимости
Соотношение радиусов сплошного диска с фланцем	$R_{cp} / R_o = R_n / R_{cp} \quad (4)$
Соотношение охлаждающей к нагревающей площади дисков: сплошного; самовентилированного [4];	$A_o / A_n = C_m / C_{II}; \quad (5)$ $\sqrt[3]{A_o} / A_n = C_m / C_{II}; \quad (6)$
Диаметра и массы: сплошных и самовентилированных дисков легкового и грузового автотранспортного средства (рис. 5):	$D = 0,032 \delta^2 + 1,8714 \delta + 233,05; \quad (7)$ $m = 0,0174 \delta^2 - 0,3309 \delta + 5,8772; \quad (8)$
сплошных дисков для подкатегорий автотранспортных средств (рис. 6):	$D = - 0,264 \delta^4 + 11,602 \cdot \delta^3 - 189,23 \cdot \delta^2 + 1362,5 \delta - 3400,3; \quad (9)$ $m = - 0,0067 \delta^5 + 0,3621 \delta^4 - 7,6649 \delta^3 + 79,872 \delta^2 - 408,81 \delta + 823,82; \quad (10)$
самовентилируемых дисков для подкатегорий автотранспортных средств (рис. 7):	$D = 4,3741 \delta - 193,51; \quad (11)$ $m = 0,0181 \delta^2 - 0,3624 \delta + 6,0937. \quad (12)$

По полученным расчетным данным по зависимостях 4 – 10 построено несколько графических зависимостей (рис. 4-7). На рис. 4 использованы следующие обозначения: кривые зависимостей диаметров тормозных дисков от их толщин: ① – сплошные диски легкового и грузового автотранспортного средства (массы, соответственно, 1,2 – 2,6 т. и 2,6 – 12,5 т.); ② и ③ – самовентилируемые диски: легкового (масса 1,485 – 2,850 т.) и грузового (масса 2,9 – 26,0 т.) автотранспортного средства.

Анализ полученных данных позволяет констатировать следующее:

– зависимость (4) позволяет отодвинуть среднюю линию пояса трения к его торцу, а нижний радиус пояса трения приблизить к вертикальной составляющей фланца; первое решение увеличивает тормозной момент пар трения тормоза, а

второе – уменьшает поверхностные градиенты температуры диска, что подтверждается смещением нижнего круга пояса трения диска к горизонтальной составляющей его фланца;

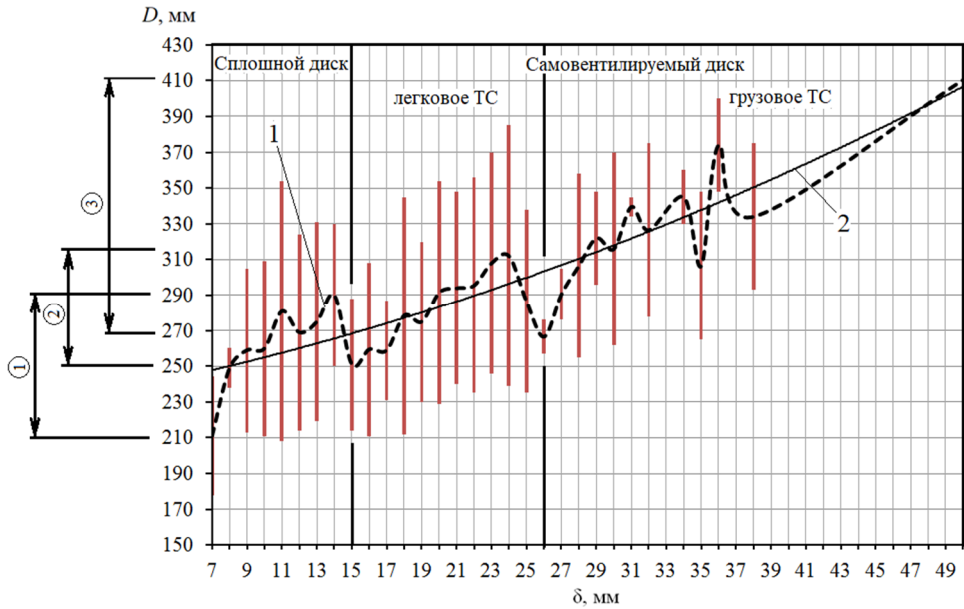


Рис. 4. Гистограмма разбросов конструктивных параметров тормозных дисков (диаметра от толщины) (кривая 1) и полиномиальная закономерность (кривая 2) их изменения: кривые зависимостей диаметров тормозных дисков от их толщин; ①, ② и ③ – сплошной и самовентилируемый диск легкового и грузового транспортного средства (ТС)

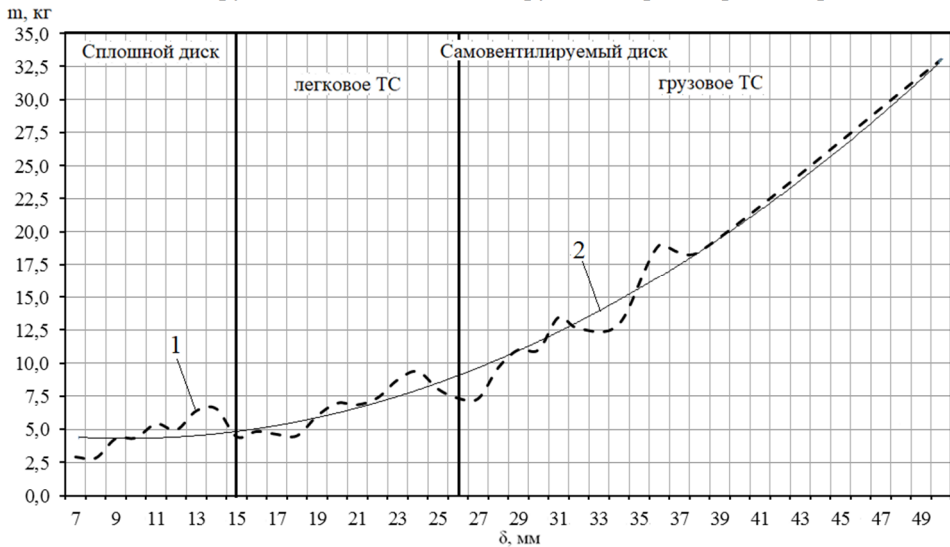


Рис. 5. Закономерности изменения массы тормозных дисков от их толщины:
1, 2 – кривая: несистематизированная, полиномиальная; ТС – транспортное средство

– процентное отклонение между полученными величинами по зависимостях (5) и (6) составляет, соответственно, 5,0 – 8,0% и 10,0 – 13,3 % для сплошного и самовентилируемого тормозных дисков;

– для сплошных и самовентилируемых дисков легкового и грузового автотранспортного средства величина достоверности аппроксимации (R^2) и среднее

отклонение (Δ , %) для диаметра и массы диска (зависимости 7 и 8) составило, соответственно, $R_D^2 = 0,8163$, $\Delta_D = 4,59\%$ и $R_m^2 = 0,964$, $\Delta_m = 13,0\%$;

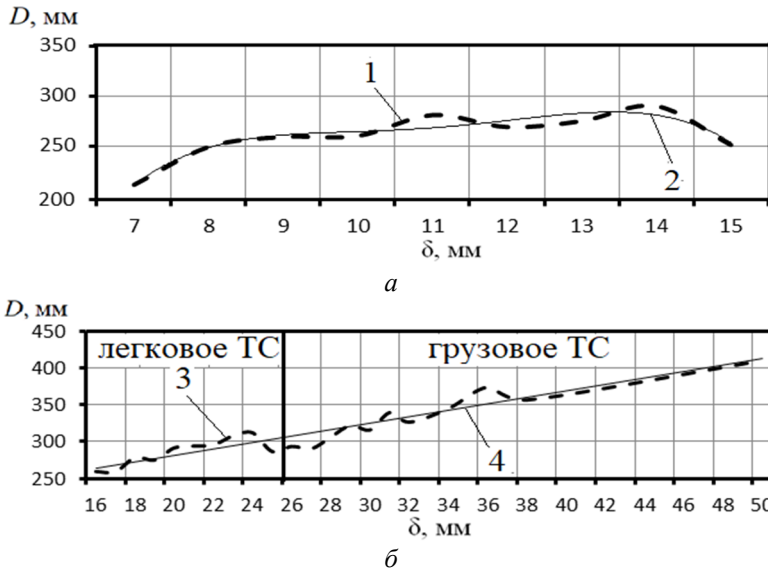


Рис. 6. Закономерности изменения диаметров сплошных (а) и самовентилируемых (б) тормозных дисков от их толщины для подкатегорий транспортных средств с массой: а – 1,2 – 12,5 т; б – легковых – 1,485–2,850 т; грузовых – 2,9–26,0 т: 1,3 и 2,4 – кривые: несистематизированные и полиномиальные

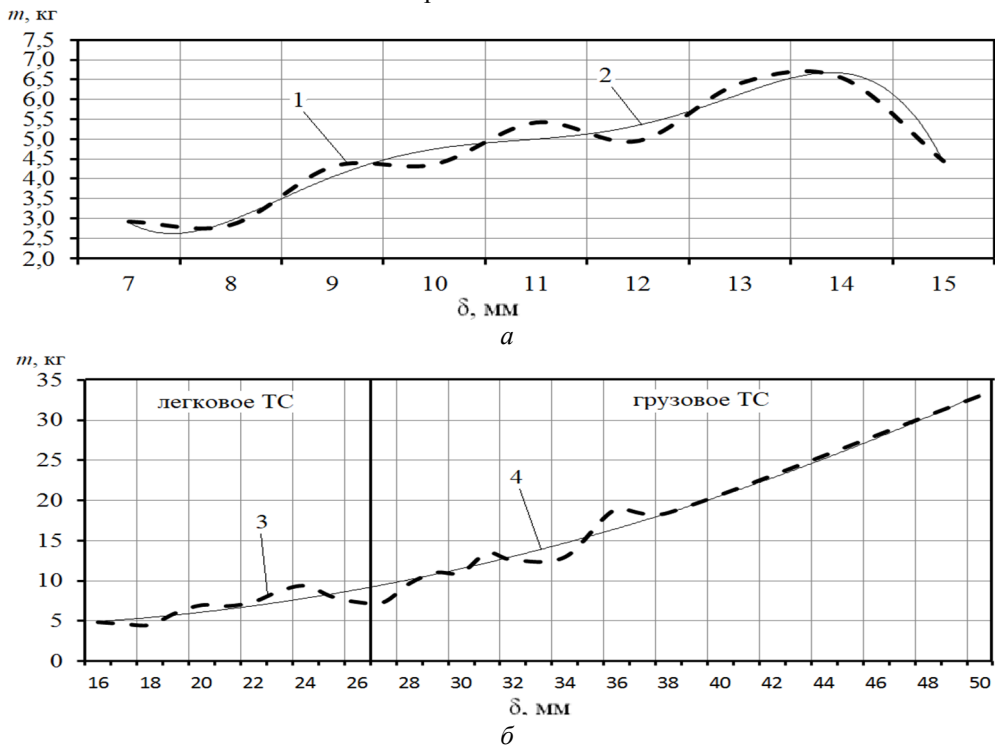


Рис. 7. Закономерности изменения массы сплошных (а) и самовентилируемых (б) тормозных дисков от их толщины для подкатегорий транспортных средств: 1, 3 и 2, 4 – кривые: несистематизированные и полиномиальные

– для сплошних дисков підкатегорій транспортних средств величина до-
стоверності аппроксимации (R^2) и среднее отклонение (Δ , %) для диаметра и
массы диска (зависимости 9 и 10) составило, соответственно, $R_D^2 = 0,9105$, $\Delta_D =$
 $1,8\%$ и $R_m^2 = 0,953$, $\Delta_m = 14,1\%$;

– для сплошних дисков для підкатегорій транспортних средств величина
достоверности аппроксимации (R^2) и среднее отклонение (Δ , %) для диаметра и
массы диска (зависимости 11 и 12) составило, соответственно, $R_D^2 = 0,91$, $\Delta_D =$
 $2,99\%$ и $R_m^2 = 0,9701$, $\Delta_m = 9,6\%$.

После расчетов диаметра диска и его массы производится по графикам
(рис. 8) оценка основных эксплуатационных параметров (p или f при $V_{ск} = \text{const}$)
в зависимости от теплового потока, действующего на пояса трения дисков при
торможении того или иного автотранспортного средства.

Метод расчета и проектирования различных типов дисков для тормозов автотранспортных средств. Предложенный метод в себя включает не только составляющие динамической и тепловой нагруженности поясов трения самовентилируемых тормозных дисков с элементами охлаждения, но и их напряженно-деформируемое состояние и оценку снижения энергонагруженности пар трения тормоза.

На основании выше изложенного предложено метод проектирования различных типов дисков тормозов подкатегорій автотранспортных средств, который заключается в:

– определении количества энергии, которую необходимо погасить парами трения тормозов на предварительных этапах испытаний типа I и II согласно Правила 13 ЕЭК ООН, рассчитавши тепловой поток для самого энергонагруженного тормоза оси автотранспортного средства;

– построении графических зависимостей вида $q = \mu(p, f)$ при постоянных усредненных скоростях скольжения для оценки основных эксплуатационных параметров, которые реализуются в тормозах;

– выборе материалов для различных типов дисков с учетом коэффициентов теплопроводности и термического сопротивления в интервале изменения толщины дисков с построением в дальнейшем зависимости вида $\delta = \mu(\lambda, \delta/\lambda)$;

– оценке теплового потока q_l , который пронизывает поперечно тело тормозных дисков с учетом их толщин и коэффициентов теплопередачи k с построением графической зависимости вида $q_l = \mu(\delta, k)$;

– уточнение конструктивных параметров; определении напряженного состояния, установление закономерностей влияния изменения коэффициентов взаимного перекрытия $k_{вз}$ пар трения на основные эксплуатационные параметры самовентилируемых дисков с элементами охлаждения с последующей оценкой их эффективности;

– определением конструктивных (диаметра и толщины) и весовых (m) параметров с построением графических зависимостей вида $D = \mu(\delta)$ и $m = \mu(\delta)$, исходя из рациональной металлоемкости дисков.

Выводы. Таким образом, проиллюстрирована возможность получения рациональных параметров различных типов дисков тормоза, исходя из их термического сопротивления. Подбор различных типов дисков тормозов выполнен из условия энергонагруженности поясов трения и коэффициента теплопроводности, отвечающим их материалов.

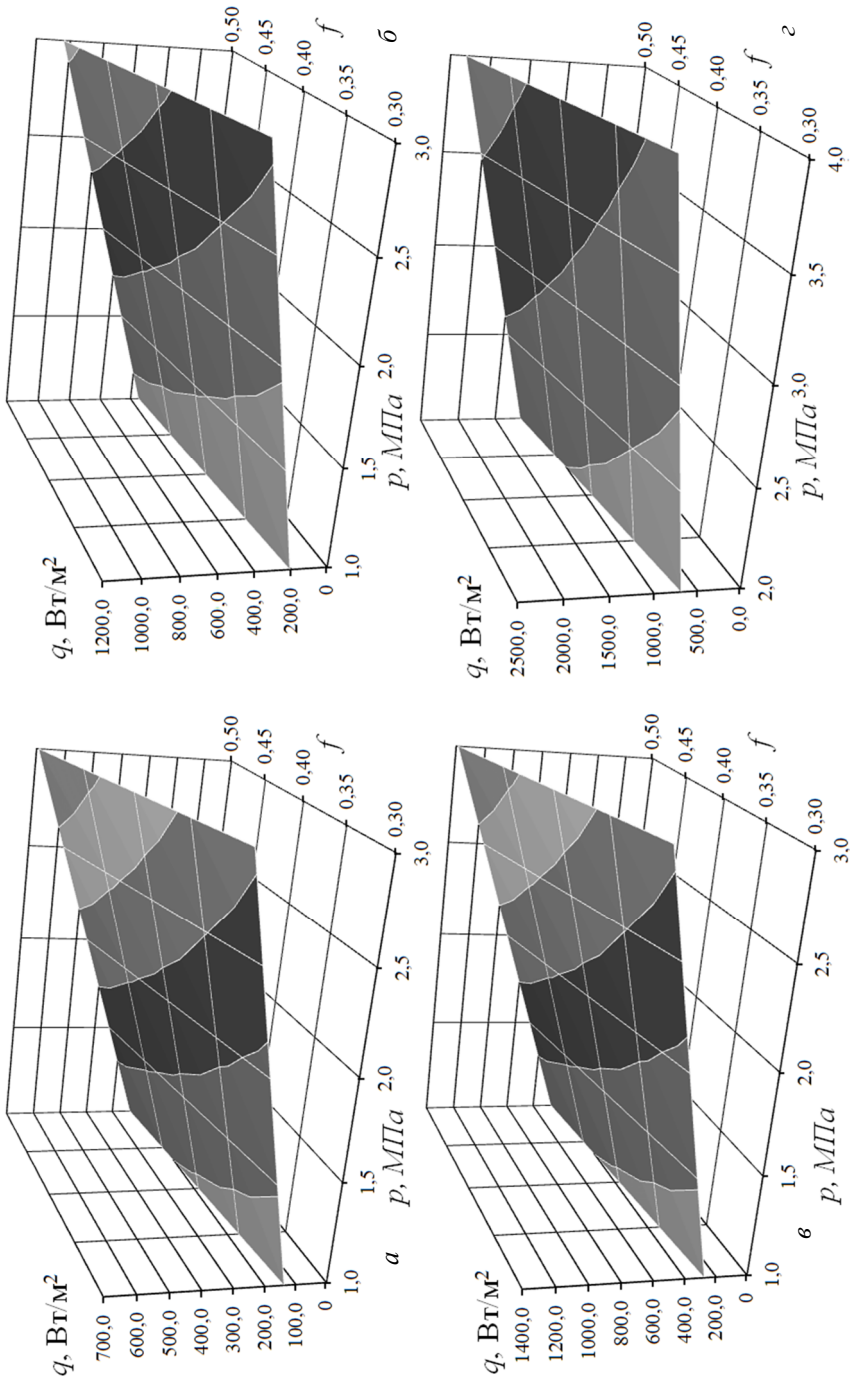


Рис. 8. Закономерности изменения теплового потока q , пронизывающего пояс трения тормозного диска при frictionном взаимодействии пары «накладка-диск» тормоза в зависимости от удельной нагрузки p и динамического коэффициента трения f при постоянной усредненной скорости скольжения $V_{ск} = 10,0$ м/с; $\delta - V_{ск} = 15,0$ м/с; $\delta - V_{ск} = 20,0$ м/с; $\varepsilon - V_{ск} = 25,0$ м/с с учетом $m_1/m_M (m_1 = 26,0 \text{ т}, m_M = 12,0 \text{ т})$

Список литературы

1. 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.

2. Энергонагруженность различных типов дисков в тормозных устройствах транспортных самолетов / М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко, А. В. Возный [и др.] // Проблемы тертя та зношування. – Київ. – 2018. - №1 (78). – С. 4 – 16.

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.]. Стандарт: "Апострофф", 2016. – 272 с.

4. Патент 256145 С2 РФ, МПК F16D 51/08; F16D49/19. Способ определения площадей поверхности 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, Н. В. Мойсишин; заявитель и патентообладатель Ивано-Франковск. национал. техн. ун-т нефти и газа. - №2011101039/11; заявл. 12.01.2014, опубл. 27.08.2015. Бюл. №24. – 11 с.

Стаття надійшла до редакції 13.09.2018.

*М. В. КИНДРАЧУК, О. І. ВОЛЬЧЕНКО, В. Я. МАЛИК, Д. Ю. ЖУРАВЛЬОВ,
В. С. ВИТВИЦЬКИЙ*

ДО ПИТАННЯ РОЗРАХУНКУ І ПРОЕКТУВАННЯ РІЗНИХ ТИПІВ ДИСКІВ ДЛЯ ГАЛЬМ ПІДКАТЕГОРІЙ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

У матеріалах статті розглянуто метод розрахунку і проектування різних типів дисків для гальм підкатегорій транспортних засобів з врахуванням їх енергонавантажності, коефіцієнтів теплопровідності і теплопередачі, а також поперечного термічного опору тіла диска.

Ключові слова: підкатегорія автотранспортних засобів, дисково-колодкове гальмо, суцільний і самовентильований гальмівний диск, елементи охолодження, тепловий потік, поверхнева і об'ємна температури, основні експлуатаційні параметри, коефіцієнти теплопровідності і теплопередачі.

Киндрачук Мирослав Васильевич – докт. техн. наук, профессор, заведуючий кафедри машинобудування, Київський національний авіаційний університет, пр. Космонавта Комарова, 1, Київ, Україна, 03058, E-mail:nau12@ukr.net.

Вольченко Александр Иванович – доктор техн. наук, профессор кафедри механіки машин, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, ул. Карпатська, 15, г. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 72 71 41, E-mail: mechmach@nung.edu.ua.

Малык Владимир Якович – канд. техн. наук, доцент кафедри нафтегазового обробування, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, ул. Карпатська, 15, г. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 72 71 01, E-mail: po@nung.edu.ua.

Журавлев Дмитрий Юрьевич – канд. техн. наук, доцент кафедри механіки машин, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, ул. Карпатська, 15, г. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 72 71 47; моб. 050-950-04-18; email: udav2103@mail.ru.

Витвицкий Василий Степанович – аспірант кафедри механіки машин, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, ул. Карпатська, 15, г. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 72 71 47, E-mail: vytvytskyi.v.s@gmail.com.

*M. V. KINDRACHUK, O. I. VOLCHENKO, V. YA. MALYK, D. YU. ZHURAVLOV,
V. S. VYTVYTSKIY*

TO THE QUESTION OF CALCULATION AND DESIGN OF DIFFERENT TYPES OF DISKS FOR THE SUBJECTS OF MOTOR VEHICLES

In disk-block brakes use both solid and self-ventilated discs with a developed system of ventilation holes and channels in the body of the disc with polished and matte its side surfaces. These surfaces interact with high-speed streams of washing air during vehicle traffic, thereby reducing the energy loading of brake discs with cooling elements on their friction belts holes and grooves angled and fan-shaped. However, the cooling capacity of the self-ventilated disc is reduced at high vehicle speeds through increase in the static pressure of the washing air. According to the developed method for assessing the effectiveness of a self-ventilated disk. In the first stage, in the mode of movement and braking of the lorry, the ratio of the total area of the ventilation openings to the reduced area of the ventilation duct is checked. In the second stage, the stress state of the constituent elements of the serial self-ventilated brake disc. On the third stage, the laws of influence of coefficients mutual overlapping of friction pairs of a motor vehicle brake. At the fourth stage, the efficiency of the cooling elements of self-ventilated brake discs, whose friction pairs are equipped with thermocouples with thermoelectrons connected to the recording equipment, in the modes of movement and braking of a freight vehicle, are checked by calculation and experimental means and the relationships are checked. Thus, the possibility of obtaining rational parameters of various types of brake discs, based on their thermal resistance, is illustrated. The selection of various types of brake discs is made from the condition of energy loading of the friction belts and the coefficient of thermal conductivity that corresponds to their materials.

Keywords: subcategory of motor vehicles, disk-and-shoe brake, solid and self-ventilated brake disc, cooling elements, heat flow, surface and volumetric temperatures, main operational parameters, thermal conductivity and heat transfer coefficient.

References

1. Kapitonova L. V. Vliyaniye perforatsii diskov na ikh temperature v usloviyakh vzlota i posadki transportnykh samolyotov [Tekst] / Otkrytye informatsionnye i komp'yuternye integrirovannye tekhnologii. - №70. – 2015. – S. 160 – 167.
2. Energonagruzhennost' razlichnykh tipov diskov v tormoznykh ustrojstvakh transportnykh samolyotov / M. V. Kindrachuk, D. O. Volchenko, A. V. Voznyy [i dr.] // Problemy tertya ta znoshuvannya / - Kyiv. – 2018/ - №1 (78). – S. 4 – 16.
3. Proektnyy i proverochnyy raschyot friktsionnykh uzlov barabanno- i diskovokolodochnykh tormozov transportnykh sredstv / A. Kh. Dzhanakmedov, O. I. Volchenko, A. V. Voznyy [i dr.]. Standart: "Apostroff", 2016. – 272 s.
4. Patent 256145 C2 RF, MPK F16D 51/08; F16D49/19. Sposob opredeleniya ploshadey poverkhnostey metalicheskikh friktsionnykh elementov pri razlichnoy ikh energoyemkosti v tormoznykh ustrojstvakh / O. I. Volchenko, N. O. Volchenko, D. O. Volchenko, V. V. Kostin, A. V. Moisyshyn, N. V. Moisyshyn; zayavitel' i patentoobladatel' Ivano-Frank. natsional. tekhn. un-t nefiti i gaza. - №2011101039/11; zayavl. 12.01.2014, opubl. 27.08.2015. Byul. №24. – 11 s.