

УДК 621.891

DOI: 10.18372/0370-2197.1(86).14482

М. В. КИНДРАЧУК<sup>1</sup>, Д. А. ВОЛЬЧЕНКО<sup>2</sup>, В. С. СКРЫПНИК<sup>3</sup>, Е. С. ФЕДОТОВ<sup>5</sup>,  
Л. Б. МАЛЫК<sup>4</sup>, В. М. ЧУФУС<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Национальный авиационный университет, Украина

<sup>2</sup>Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина

<sup>3</sup>Надворнянский колледж при Киевском национальном транспортном университете, Украина

<sup>4</sup>Государственное высшее учебное заведение «Дрогобицкий колледж нефти и газа», Украина

<sup>5</sup>Кубанский государственный технологический университет, Россия

## ТЕПЛОБМЕН РАЗВИТЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ В САМОВЕНТИЛИРУЕМЫХ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗАХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

*В материалах статьи речь идет о развитых поверхностях теплообмена, которыми являются радиальные ребра и перпендикулярные сплошные цилиндрические шипы в конструкциях самовентилируемых дисково-колодочных тормозах транспортных средств. Произведена оценка теплового баланса самовентилируемого диска с шипами температурным методом в составе тормоза транспортного средства. Дисково-колодочный тормоз транспортного средства согласно правилу 13 ЕЭК ООН (Европейской Экономической Комиссии при Организации Объединенных Наций) при испытаниях подвергался циклическим режимам торможения. Предложено обобщенное исследование тепловой и весовой эффективности сплошных цилиндрических шипов самовентилируемых тормозных дисков. Математизация тепловой задачи шипа производилась с целью определения его конструктивных параметров для определения суммарного расхода теплоты с учетом термического сопротивления теплопроводности, а также термического сопротивления теплоотдачи. В качестве коэффициента, характеризующего весовой показатель шипа, служит отношение площади поперечного сечения шипа к площади прямоугольника, построенного на основании шипа при условии равенства их высот. Полученный метод был использован при изменении тепловой и весовой эффективности сплошных цилиндрических шипов самовентилируемых тормозных дисков, изготовленных из алюминиевого сплава и чугуна. Установлено, что слишком высокие шипы приводят к ухудшению весовых показателей, к уменьшению прочности и увеличению аэродинамического сопротивления образованных из них каналов, как внутри тормозного диска, так и между его полудисков.*

**Ключевые слова:** самовентилируемый дисково-колодочный тормоз, развитые поверхности теплообмена, радиальные ребра, перпендикулярные сплошные цилиндрические шипы, тепловая и весовая эффективность.

**Введение.** Вопросы интенсификации теплообмена актуальны для все возрастающего числа отраслей техники, в которых приходится иметь дело с различными видами передачи энергии. Отрасли техники выдвигают высокие требования к эффективным теплообменным устройствам, касающиеся уменьшения их веса, объема, снижения стоимости за счет оптимизации их формы. Теплообмен развитых поверхностей представляет собой раздел теплопередачи, рассматривающий высокоэффективные теплообменные устройства и их работу в различных условиях.

С типичными примерами высокоэффективных поверхностей теплообмена можно встретиться в самолетах, космических аппаратах и их силовых установках, в холодильной и криогенной технике, в электрических аппаратах и т.п., а также в самовентилируемых дисково-колодочных тормозах транспортных средств.

**Состояние проблемы.** Исследованию теплообменных процессов в самовентилируемых дисково-колодочных тормозах транспортных средств посвящено ряд работ [1 – 5].

Известно, что закон трения требует, чтобы общая площадь ( $\Sigma A$ ) контакта возрастала пропорционально номинальной контактной удельной нагрузке. Результаты экспериментальных исследований по определению термического сопротивления пятен контактов микровыступов поверхностей трения доказывают, что  $\Sigma A$  должна возрастать пропорционально удельной нагрузке. Тогда средний контактный размер  $a$  должен оставаться постоянным, а число пятен  $n$  действительного контакта должно возрастать пропорционально нагрузке.

Дисково-колодочные тормоза категорий транспортных средств согласно правилу 13 ЕЭК ООН (Европейской Экономической Комиссии при Организации Объединенных Наций) при испытаниях подвергают циклическим и длительным режимам торможения. При этом на поверхностях пар трения тормоза развиваются температуры, превышающие допустимую для материалов полимерного фрикционного элемента, т. е. 300...350 °С. Это отрицательно влияет на эксплуатационные параметры пар трения тормоза, существенно снижая его эффективность действия.

На рис. 1 приведены конструктивные варианты самовентилируемых тормозных дисков. В настоящее время самовентилируемые тормозные диски, используемые в тормозах категорий транспортных средств, имеют недостаточную эффективность вынужденного воздушного охлаждения. Это вызвано нерациональным соотношением площадей матовых и полированных поверхностей диска, увеличением в полудиске матовых поверхностей за счет применения ребер, а также использование между полудисками сплошных цилиндрических шипов (рис. 2). Казалось бы достигнуто увеличение площадей теплообмена, но при этом увеличился строительный объем тормоза и его металлоемкость. Поэтому для эффективного вынужденного воздушного охлаждения самовентилируемых тормозных дисков при движении транспортных средств необходимо правильно рассчитать и спроектировать дополнительные охлаждающие устройства с учетом их тепловой и весовой характеристик.

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

- конструктивные особенности шипов, дисково-колодочного тормоза с шипами и его работа при определении теплового баланса;
- оценка конструктивных и весовых параметров шипов;
- обсуждение результатов исследований.

**Цель работы** – прогнозирование конструктивных и весовых параметров различных типов шипов и ребер, применяемых в самовентилируемых дисково-колодочных тормозах транспортных средств.

**Конструктивные особенности дисково-колодочного тормоза с шипами и его работа при определении теплового баланса.** Определение теплового баланса самовентилируемых дисков тормоза транспортного средства в режимах движения и торможения позволит оценить эффективность вынужденного воздушного охлаждения матовых и полированных поверхностей дисков, а также составляющую интенсивности кондуктивного теплообмена между конструктивными элементами диска [2; 3].

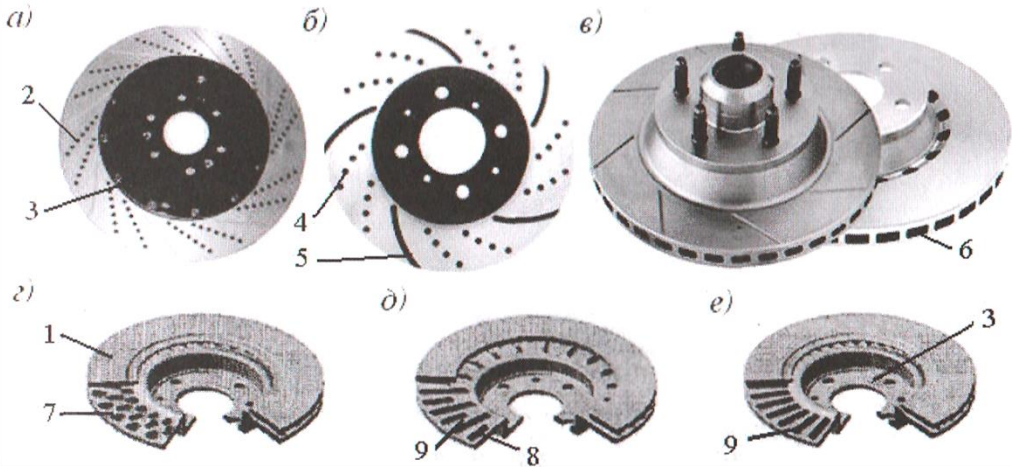


Рис. 1. Конструктивные варианты самовентилируемых тормозных дисков 1 с: отверстиями 2 по касательной к фланцу 3 (а); чередующимися отверстиями 4 с ребрами 5 по дуге (б); вентиляционными каналами 6 (в) и с радиальными чередующимися: выступами 7 с зазором (г); полуребрами 8 и ребрами 9 (д); ребрами 9 (е)

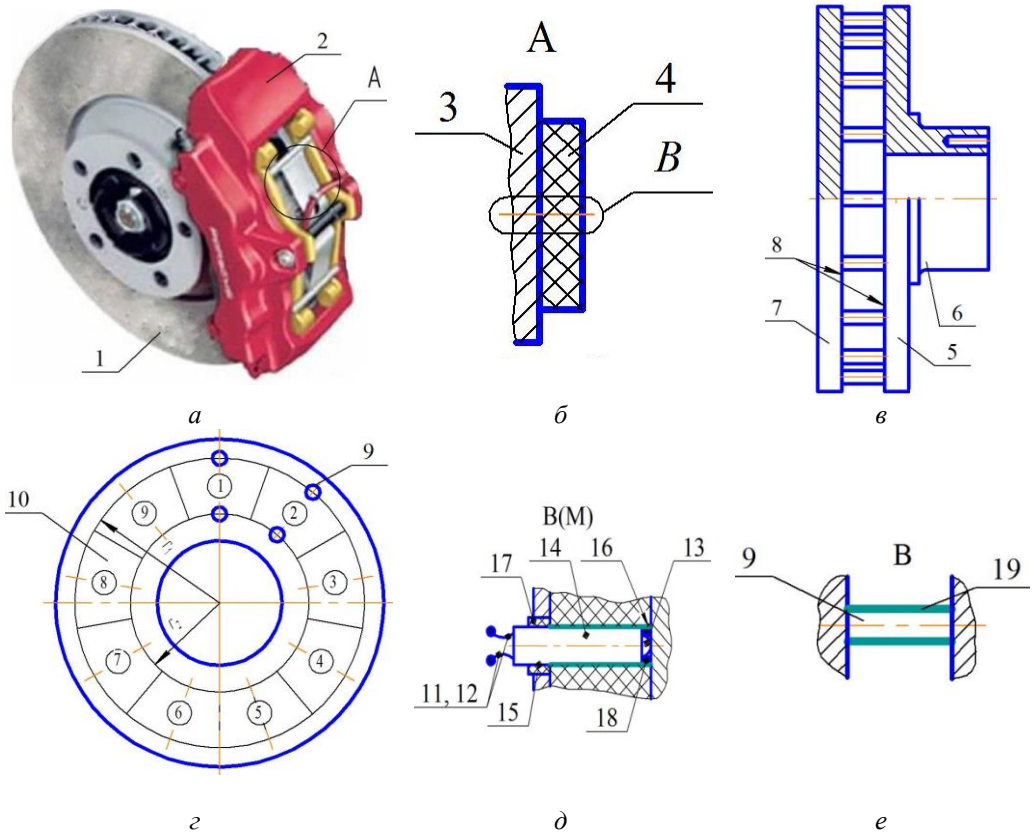


Рис. 2. Общий вид самовентилируемого дисково-колодочного тормоза (а); вид А фрикционного узла (б); самовентилируемый тормозной диск с цилиндрическими шипами (в); полудиск с очертанием радиусов пояса трения и позиций 1 – 9 накладки на его поверхности (г); вид В фрикционного узла с вмонтированными терморезисторами (д); теплоизолированный цилиндрический шип (е)

Согласно рис. 1, *a* дисково-колодочный тормоз 1 содержит суппорт 2, в котором находятся тормозные колодки 3 с фрикционными накладками 4. Суппорт 2 закреплен на кронштейне цапфы (на рис. 1, *a* не показаны) и подключен к гидроприводу (не показан). Тормоз 1 имеет правый полудиск 5 с фланцем 6 и левый полудиск 7. Со стороны внутренних поверхностей 8 полудиски 5 и 7 соединены между собой цилиндрическими шипами 9, которые покрыты теплоизоляцией 19. Шипы 9 расположены на внешнем  $r_1$  и внутреннем  $r_2$  радиусах поясов трения 10 полудисков 5 и 7.

Для измерения поверхностных температур пар трения дисково-колодочного тормоза переднего моста транспортного средства в его узел трения помещают термоэлектроды 11 и 12 термопар (рис. 1, *д*). Двухканальная керамическая трубка 14 устанавливается в отверстие 15 фрикционной накладки 4 и выводится за подлицо ее рабочей поверхности. В трубку 14 диаметром 4,0 мм вложены термоэлектроды 11, 12 термопары, изготовленной из хромель-копелевой проволоки диаметром 0,4 мм.

Положительным термоэлектродом 11 является хромелевая проволока, а отрицательным 12 – копелевая проволока. Головка термопары 13 (в виде сферы), взаимодействующая с рабочей поверхностью тормозного диска 1, изготовлена из высокотемпературного медного припоя в виде спая диаметром 3,0 мм и установлена в ограничительное кольцо 18. Последнее препятствует выходу из строя головки термопары 13 и способствует ее работе до полного износа фрикционной накладки 4. Двухканальная керамическая трубка 14 (керамическая трубка состоит из двух частей) установлена с изоляционными втулками 17 и 18 в отверстие 16 тормозной колодки 3. Длина термоэлектродов 11 и 12 составляет 200...350 мм и выбирается из условия, чтобы за время экспериментов холодный спай не успел прогреться. Выводы на регистрирующую аппаратуру осуществлялись медными проводами. Термопара перед ее установкой тарировалась вместе с соединительными проводами.

Транспортное средство разгоняют до заданной скорости и выполняют циклические торможения дисково-колодочным тормозом путем прикладывания и снятия усилия с педали тормоза (на рис. 2 не показаны). С помощью тормозных колодок 3 фрикционные накладки 4 рабочими поверхностями прижимаются к рабочей поверхности тормозных дисков 1. После завершения циклических торможений транспортным средством снимают нагрузку с тормозной педали и при помощи гидропривода отводят тормозные колодки 3 с накладками 4 от рабочей поверхности тормозного диска 1, т. е. от его поясов трения 10.

При движении транспортного средства, в тормозном режиме самовентилируемые дисково-колодочные тормоза работают следующим образом. При нажатии на педаль тормоза водителем срабатывает гидропривод и накладки 4 (см. рис. 2, *a*) своими рабочими поверхностями фрикционно взаимодействуют с поясами трения 10 полудисков 5 и 7, что способствует замедлению транспортного средства.

На процессы механического, электрического, теплового и химического характера, протекающие на фрикционном контакте, существенное влияние оказывает геометрия микровыступов взаимодействующих поверхностей, которые в реальности отличаются от идеальной поверхности. Наличие микровыступов ведет к тому, что при сближении рабочих поверхностей пар трения под внешней нагрузкой взаимодействие происходит на пятнах контактов микровыступов (дискретный фрикционный контакт) с большими удельными нагрузками, сопро-

вождающееся генерированием электрических токов и интенсивным тепловыделением. Особенно это касается циклического (тип I) и длительного (тип II) испытания дисково-колодочных тормозов транспортных средств.

При движении транспортного средства матовые и полированные поверхности полудисков 5 и 7, а также поверхности цилиндрических шипов 9 омываются встречными потоками воздуха. Последний, попадая внутрь полудисков 5 и 7 и между цилиндрическими шипами 9, завихряется, в результате чего температура воздушных потоков понижается, а эффект вынужденного охлаждения внутренних поверхностей 8 полудисков 5 и 7 возрастает. При фрикционном взаимодействии накладок 4 с поясами трения 10 полудисков 5 и 7 они движутся по их свежему следу (см. рис. 2, з, позиции 1-9). В результате взаимодействия встречных потоков воздуха с указанными выше поверхностями правого 5 с фланцем 6 и левого 7 полудисков, соединенных между собой цилиндрическими шипами 9, происходит вынужденный конвективный и радиационный теплообмен.

Способ оценки теплового баланса самовентилируемого диска с цилиндрическими шипами для пар трения дисково-колодочного тормоза различных подкатегорий транспортных средств реализуют в два этапа.

На первом этапе транспортное средство движется в режиме циклических торможений. При этом определяют энергонагруженность пар трения, т. е. их поверхностную температуру  $t_1$  и степень ее повышения  $(t_1 - t_0)$  (где  $t_0$  – температура окружающего воздуха) с помощью спая термомпары 13, смонтированной в тело фрикционных накладок 4.

На втором этапе транспортное средство движется в режиме циклических торможений с теплоизолированными 19 цельными цилиндрическими шипами 9. При этом определяют энергонагруженность левых и правых пар трения, т. е. их поверхностные температуры  $t_2$  и  $t_3$ , а также величину их повышения  $(t_1 - t_0)$  и  $(t_3 - t_0)$ . Величины отношений  $(t_1 - t_0) / (t_2 - t_0)$  и  $(t_1 - t_0) / (t_3 - t_0)$  указывают долю теплоты, которая отводится правым 5 с фланцем 6 и левым 7 полудисками в окружающую среду.

Таким образом, сплошные цилиндрические шипы являются не только соединительными элементами между правым с фланцем и левым полудисками, но и тепловыми мостиками. Поэтому сплошных цилиндрических шипов необходимо знать конструктивные и весовые параметры.

**Оценка конструктивных и весовых параметров шипов.** Ниже излагается обобщенное исследование тепловой и весовой эффективности сплошных цилиндрических шипов (рис. 3, а) с постоянным диаметром  $d$  и передачей теплоты через все поверхности (можно использовать данный метод для ребер). В основу исследования заложена методика анализа одномерного теплового потока в предположении постоянства коэффициента теплопроводности и переменного коэффициента теплоотдачи с дальнейшим определением коэффициента теплопередачи. Изменение боковых поверхностей сплошного цилиндрического шипа в наиболее общем виде можно представить зависимостью

$$d = d_1 \left( \frac{x}{h} \right)^n, \quad (1)$$

где  $d$ ,  $d_1$  – полуширина сплошного цилиндрического шипа на расстоянии  $x$  от начала координат и у его основания;  $h$  – расстояние от основания сплошного цилиндрического шипа до начала координат;  $n$  – показатель, характеризующий профиль шипа.

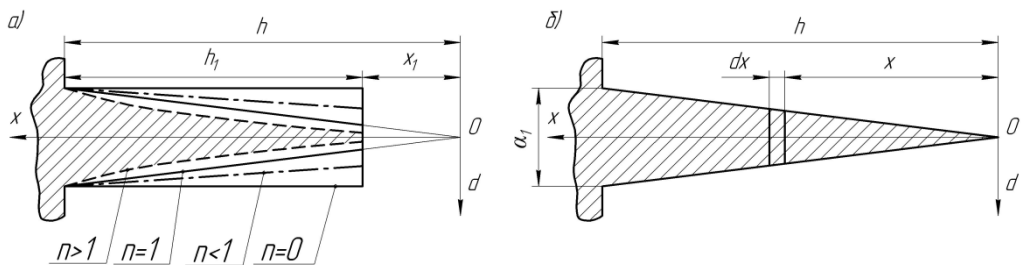


Рис. 3. Расчетная схема сплошного цилиндрического шипа с различными профилями боковых поверхностей (а) и конического шипа (б)

Начало координат совместим с вершиной треугольника (отвечает коническому шипу) при  $n=1$  (рис. 3, а). Если  $n=0$ , то сечение сплошного цилиндрического шипа имеет вид прямоугольника, а при  $n=1$  – трапеции. В случае  $n > 1$  образующие боковых поверхностей принимает вид вогнутых линий (см. рис. 3, а), а при  $n < 1$  – выпуклой (см. рис. 3, а).

Приравняв количество теплоты, распространяющегося в направлении координаты  $x$ , потоку, проходящему через тело сплошного цилиндрического шипа, получим

$$F \frac{d^2\theta}{dx^2} + \frac{dF}{dx} \frac{d\theta}{dx} - \frac{\theta}{\lambda} \left( \alpha \frac{dA}{dx} + \alpha' \frac{dA'}{dx} \right) = 0. \quad (2)$$

Здесь  $F$  – площадь сечения шипа плоскостью перпендикулярной оси  $x$  на расстоянии  $x$  от начала координат;  $\theta = t - t_0$ ;  $t$ ,  $t_0$  – температуры: шипа в сечении  $F$  и окружающей среды;  $\alpha$ ,  $\alpha'$  – коэффициент теплоотдачи боковой и торцевой поверхностей шипа;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала;  $A$ ,  $A'$  – величины боковых и торцевой поверхностей шипа.

Примем для  $F$ ,  $dA$ ,  $dA'$  зависимости вида

$$F = \pi \left( \frac{d_1}{2} \right)^2; \quad dA = 2 \frac{l_1}{\cos \gamma} dx \quad \text{и} \quad dA' = 4d_1 dx,$$

где  $l_1$  – длина шипа;  $\gamma$  – условный угол наклона шипа к оси  $x$ .

В общем случае угол  $\gamma$  является функцией  $x$ . Введение зависимости  $\gamma = f(x)$  в уравнение (2) затрудняет его решение. Выберем величину  $\gamma$  так, чтобы длина образующей шипа равнялась длине прямой с наклоном  $\gamma$  к оси  $x$ . Элементарная длина шипа

$$dl = \sqrt{dd_1^2 + dx^2} = \sqrt{1 + \left( \frac{nd_1 x^{n-1}}{h^n} \right)^2} dx.$$

Для выполненных шипов самовентилируемых тормозных дисков  $d_1$ ,  $h$ , поэтому с достаточной для практики точностью можно принять

$$dl \approx \left[ 1 + \frac{1}{2} \left( \frac{nd_1 x^{n-1}}{h^n} \right)^2 \right] dx.$$

Отсюда

$$l = h_1 + \frac{1}{2(2n-1)} = \left( \frac{nd_1}{h^n} \right)^2 \left[ h^{2n-1} - (h-h_1)^{2n-1} \right],$$

где  $h_1$  – высота шипа (рис. 3, а).

С другой стороны,  $l \cos \gamma = h_1$ .

Таким образом,

$$\gamma = \arccos \left\{ h_1 \left[ h_1 + \frac{1}{2} \left( \frac{nd_1}{h^n} \right)^2 \left( \frac{h^{2n-1} - (h-h_1)^{2n-1}}{2n-1} \right) \right]^{-1,0} \right\}.$$

Введение в рассмотрение условного угла  $\gamma$  не отражается на результатах для прямоугольного, треугольного и трапециевидного шипа применительно к их интегральным параметрам, очерченных кривыми линиями, приводит к погрешностям, не превышающим погрешности практических измерений.

Обычно  $b \ll i_1$ , поэтому выражение (2) можно упростить. Подставив значения  $F$  и  $dA$  в уравнение (2), найдем

$$x^2 \frac{d^2\theta}{dx^2} + nx \frac{d\theta}{dx} - k^2 x^{2-n} \theta = 0, \quad (3)$$

$$\text{где } k^2 = \frac{\alpha h^n}{\alpha d_1 \cos \gamma}.$$

Решением уравнения (3) является функция

$$\theta = z^\nu [C_1 I_\nu(az) + C_2 K_\nu(az)], \quad (4)$$

где  $z = x^{\frac{2-n}{2}}$ ;  $\nu = \frac{1-n}{2-n}$ ;  $a = \frac{2k}{2-n}$ ;  $I_\nu$  и  $K_\nu$  – модифицированные функции

Бесселя, соответственно, первого и второго рода;  $C_1$  и  $C_2$  – постоянные интегрирования, определяемые из граничных условий у основания шипа и на его торце.

У основания шипа когда  $x = h$  ( $z = z_2$ ),  $\theta = \theta_1$ . На торце шипа при  $x = x_1$  ( $z = z_1$ ), должно выполняться условие

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{\alpha_1}{\lambda} \theta,$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от торцевой поверхности шипа.

Два условия позволяют определить постоянные  $C_1$  и  $C_2$ . Из первого условия имеем

$$\theta_1 = z_2^\nu [C_1 I_\nu(az_2) + C_2 K_\nu(az_2)].$$

Второе условие дает выражение

$$\frac{k}{z_1^{2-n}} [C_1 I_{\nu-1}(az_1) - C_2 K_{\nu-1}(az_1)] = \frac{\alpha_1}{\lambda} [C_1 I_\nu(az_1) + C_2 K_\nu(az_1)]. \quad (5)$$

Отсюда

$$C_1 N(az_1) + C_2 P(az_1) = 0, \quad (6)$$

где

$$N(a z_1) = \frac{\alpha_1}{k\lambda} \frac{n}{z_1^{2-n}} I_\nu(a z_1) - I_{\nu-1}(a z_1); P(a z_1);$$

$$P(a z_1) = \frac{\alpha_1}{k\lambda} \frac{n}{z_1^{2-n}} K_\nu(a z_1) + K_{\nu-1}(a z_1).$$

Определив из равенств (5) и (6) постоянные  $C_1$  и  $C_2$  и подставив их в решение (4), получим

$$\theta = \left( \frac{z}{z_2} \right)^\nu \frac{\theta_1}{M} [P(a z_1) I_\nu(a z) - N(a z_1) K_\nu(a z)]. \quad (7)$$

Здесь

$$M = P(a z_1) I_\nu(a z_2) - N(a z_1) K_\nu(a z_2).$$

Зависимость (7) описывает изменение поверхностной температуры вдоль шипа.

Количество теплоты, отводимое элементарной боковой поверхностью шипа равно  $dQ_1 = \alpha \theta dS$ , или с учетом значений  $\theta$  и  $dA = \frac{2l_1}{\cos \gamma} dx$  получаем

$$Q_1 = \frac{4\alpha l_1 \theta_1}{(2-n)M z_2^\nu \cos \gamma} \int_{z_1}^{z_2} z^{1-\nu} [P(a z_1) I_\nu(a z) - N(a z_1) K_\nu(a z)] dz.$$

После интегрирования и подстановки пределов находим

$$Q_1 = \frac{2\alpha l_1 \theta_1}{M k z_2^\nu \cos \gamma} \left\{ \begin{aligned} & z_2^{1-\nu} [P(a z_1) I_{\nu-1}(a z_2) + N(a z_1) K_{\nu-1}(a z_2)] - \\ & - z_1^{1-\nu} [P(a z_1) I_{\nu-1}(a z_2) + N(a z_1) K_{\nu-1}(a z_1)] \end{aligned} \right\}. \quad (8)$$

Подставив сюда значения  $d_2$  и  $\theta_2$  получим

$$Q_1 = \frac{2\alpha l_1 d_1}{M} \left( \frac{z_1}{z_2} \right)^{\frac{n+1}{2-n}} \theta_1 [P(a z_1) I_\nu(a z_1) - N(a z_1) K_\nu(a z_1)]. \quad (9)$$

Суммарный расход теплоты через охлаждаемые поверхности шипа  $Q = Q_1 + Q_2$  или с учетом выражений (8) и (9)

$$Q = \frac{2\alpha l_1 \theta_1}{M} \left\{ \begin{aligned} & \frac{1}{k z_2^{n-2} \cos \gamma} [P(a z_1) I_{\nu-1}(a z_2) + N(a z_1) K_{\nu-1}(a z_2)] - \\ & - \frac{z_1^{1-\nu}}{k z_2^\nu \cos \gamma} [P(a z_1) I_{\nu-1}(a z_1) + N(a z_1) K_{\nu-1}(a z_1)] + \\ & + b_1 \frac{\alpha_1}{\alpha} \left( \frac{z_1}{z} \right)^{\frac{n+1}{2-n}} [P(a z_1) I_\nu(a z_1) - N(a z_1) K_\nu(a z_1)] \end{aligned} \right\}. \quad (10)$$

Тепловую эффективность шипов различного профиля оцениваем коэффициентом качества, равным



$$\eta = \frac{Q}{Q_0}, \quad (11)$$

где  $Q_0$  – количество теплоты при условии, что поверхностная температура шипа в данный момент времени изменяется и равна  $Q_1$ . Величина  $Q_0$  определяется выражением

$$Q_0 = \int_{A_1}^{A_2} \alpha \theta_1 dS + 2l_1 d_2 \alpha_1 \theta_1.$$

Интеграл, входящий в это уравнение, равен

$$I = \frac{2\alpha l_1 \theta h}{\frac{1}{nd_1^n \cos \gamma}} \int_{d_2}^{d_1} d^{\frac{1-n}{n}} db,$$

или

$$I = 2\alpha l_1 \theta_1 \frac{h_1}{\cos \gamma}.$$

Таким образом,

$$Q_0 = 2\alpha l_1 \theta_1 \left[ \frac{h_1}{\cos \gamma} + d_1 \frac{\alpha_1}{\alpha} \left( \frac{x_1}{h} \right)^n \right]. \quad (12)$$

В качестве коэффициента, характеризующего весовой показатель шипа, служит отношение площади  $F_p$  поперечного сечения шипа к площади  $F_n$  прямоугольника, построенного на основании шипа при условии равенства их высот

$$\eta_1 = \frac{F_p}{F_n}.$$

Значение  $F_p$  и  $F_n$  определяются из следующих соотношений:

$$F_n = 2d_1 h_1, \quad dF_p = \frac{2d}{\cos \gamma} dx.$$

После подстановки в последнее выражение значения  $d$  и интегрирования находим

$$F_p = \frac{2d_1 h}{(n+1)\cos \gamma} \left[ 1 - \left( \frac{x_1}{h} \right)^{n+1} \right].$$

Таким образом

$$\eta_1 = \frac{h}{(n+1)h_1 \cos \gamma} \left[ 1 - \left( \frac{x_1}{h} \right)^{n+1} \right]. \quad (13)$$

При определении конструктивных и весовых параметров пустотелого цилиндрического шипа необходимо у выражениях оперировать его внутренним диаметром. Такой шип нужен для соединения камер полудисков при их принудительном жидкостном охлаждении.

**Обсуждение результатов исследований.** Результаты исследований представлены применительно к сплошному цилиндрическому шипу, расположенному между полудисками.

Воспользуемся теперь полученными зависимостями и проанализируем изменение тепловой и весовой эффективности сплошных цилиндрических шипов, изготовленных из алюминиевого сплава и чугуна. Примем для расчетов  $\alpha = \alpha_1 = 100 \text{ Дж}/(\text{с}\cdot\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$   $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ; температура у основания шипа  $t_1 = 240 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $l = 0,04 \text{ м}$ ;  $d_1 = 0,003 \text{ м}$ ;  $\lambda = 202 \text{ Дж}/(\text{с}\cdot\text{м}\cdot^\circ\text{C})$  (алюминиевый сплав);  $\lambda = 52 \text{ Дж}/(\text{с}\cdot\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ ; (чугун);  $\lambda = 59 \text{ Дж}/(\text{с}\cdot\text{м}\cdot^\circ\text{C})$  (сталь).

На рис. 4 построены зависимости  $\eta_1 = f\left(\frac{h_1}{2d_1}\right)$  для шипов, выполненных из

алюминиевого сплава (кривые I), чугуна (кривые II) и стали (кривые III) при различных значениях показателя  $n$ . Результаты расчетного исследования весовой эффективности иллюстрируются кривыми рис. 5.

Графические закономерности количественно подтверждают известное положение о том, что тепловая эффективность шипов из алюминиевого сплава намного выше, эффективности шипов из чугуна и стали. Тепловая эффективность шипов уменьшается по мере увеличения показателя  $n$ . Весовые показатели, наоборот, улучшаются по мере увеличения  $n$ . Нужно иметь в виду, что при увеличении  $n$  растет площадь сечения между шипами, поэтому уменьшается аэродинамическое сопротивление потоку омывающего воздуха. Если учесть, что интенсивность падения тепловой эффективности по мере увеличения показателя  $n$  намного меньше интенсивности улучшения весовой эффективности, то следует отдать предпочтение шипам с  $n > 0$ . Шипы с  $n \ll 0$  имеют усложненную конфигурацию боковой поверхности, выполнение которой связано с определенными трудностями. Из рисунков видно также, что слишком высокие шипы приводят к ухудшению весовых показателей, к уменьшению прочности и увеличению аэродинамического сопротивления образованных из них каналов, как внутри тормозного диска, так и между его полудисков.

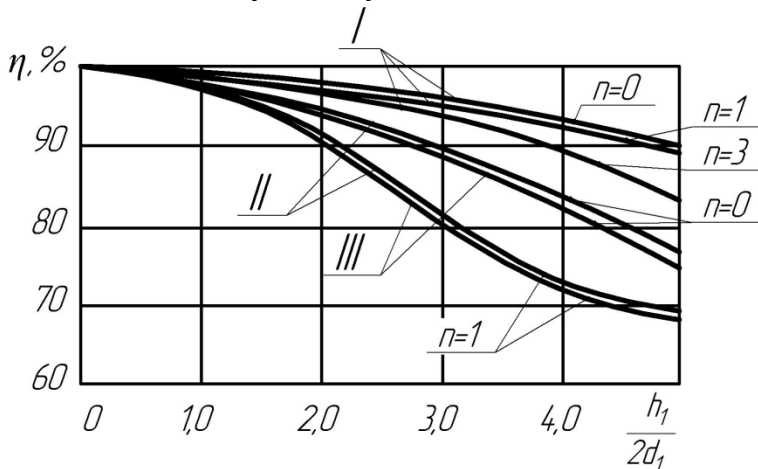


Рис. 4. Изменение тепловой эффективности шипа в зависимости от относительной высоты и формы его боковой поверхности, изготовленных из материалов: I – алюминиевого сплава; II – чугуна; III – стали

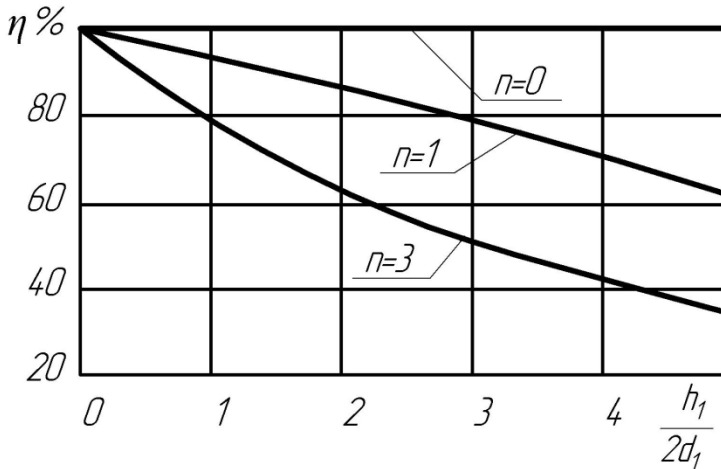


Рис. 5. Изменение весовой эффективности шипа в зависимости от профиля его боковой поверхности

Однако рассмотренная задача о тепловых и весовых параметрах сплошных цилиндрических шипов, соединяющие полудиски с различной металлоемкостью не учитывала следующее:

- тепловой поток положителен, а градиент температуры по длине шипа отрицателен и они изменяются во времени.

**Выводы.** Таким образом, решена математическим путем задача оценки тепловой и весовой эффективности шипов и ребер, применяемых в качестве дополнительных охлаждающих устройств с развитыми поверхностями теплообмена в конструкциях самовентилируемых дисково-колодочных тормозов транспортных средств.

#### Список литературы

1. Kindrachuk, M.V. Electrodynamics of the Thermal Contact Friction Interaction in Metal-Polymer Friction Couples / M. V. Kindrachuk, A. I. Vol'chenko, D. A. Vol'chenko, D. Y. Zhuravlev, V. M. Chufus // Material Science, Vol. 54, № 1, 2018. – pp. 69–77.
2. Krauser R., Kohlgruber K. Temperaturberechnung in Scheibenbremsen // Automobile Industrie. 1976. Issue 4. P. 37–48.
3. Sisson A. E. Thermal Analysis of Vented Brake Rotors // SAE Technical Paper Series. 1978. doi: <https://doi.org/10.4271/780352>.
4. Morgan S., Dennis R. W. A Theoretical Prediction of Disc Brake Temperatures and a Comparison with Experimental Data // SAE Technical Paper Series. 1972. doi: <https://doi.org/10.4271/720090>
5. Zhou S., Yang Y., Xie J. Transient temperature and thermal stress distribution simulation analysis of high-speed train brake disk // Journal of Mechanical Engineering. 2011. Vol. 47, Issue 22. P. 55–60.

Стаття надійшла до редакції 27.02.2020.

*М. В. КИНДРАЧУК, Д. О. ВОЛЬЧЕНКО, В. С. СКРИПНИК, Є. С. ФЕДОТОВ,  
Л. Б. МАЛИК, В. М. ЧУФУС*

### **ТЕПЛООБМІН РОЗВИНУТИХ ПОВЕРХОНЬ У САМОВЕНТИЛЬОВАНИХ ДИСКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

У матеріалах статті мова йде про розвинені поверхні теплообміну, якими є радіальні ребра і перпендикулярні суцільні циліндричні шипи в конструкціях самовентильованих дисково-колодкових гальмах транспортних засобів. Зроблено оцінку теплового балансу самовентильованого диска з шипами температурним методом у складі гальма транспортного засобу. Дисково-колодкове гальмо транспортного засобу згідно з правилом 13 СЕК ООН (Європейської Економічної Комісії при Організації Об'єднаних Націй) при випробуваннях піддавалося циклічним режимам гальмування. Запропоновано узагальнене дослідження теплової та вагової ефективності суцільних циліндричних шипів самовентильованих гальмівних дисків. Математизація теплової задачі шипа проводилася з метою визначення його конструктивних параметрів для визначення сумарної витрати теплоти з урахуванням термічного опору теплопровідності, а також термічного опору тепловіддачі. В якості коефіцієнта, що характеризує ваговий показник шипа, служить відношення площі поперечного перерізу шипа до площі прямокутника, побудованого на основі шипа за умови рівності їх висот. Отриманий метод був використаний при зміні теплової та вагової ефективності суцільних циліндричних шипів самовентильованих гальмівних дисків, виготовлених з алюмінієвого сплаву і чавуну. Встановлено, що занадто високі шипи призводять до погіршення вагових показників, до зменшення міцності і збільшення аеродинамічного опору утворених з них каналів, як всередині гальмівного диска, так і між його напівдиска.

**Ключові слова:** самовентильоване дисково-колодкове гальмо, розвинені поверхні теплообміну, радіальні ребра, перпендикулярні суцільні циліндричні шипи, тепла і вагова ефективність.

**Киндрачук Мирослав Васильевич** – докт. техн. наук, професор, завідуючий кафедрою машинобудівництва, Київський національний авіаційний університет, пр. Космонавта Комарова, 1, г. Київ, Україна, 03058, E-mail: [nau12@ukr.net](mailto:nau12@ukr.net)

**Вольченко Дмитрій Александрович** – докт. техн. наук, професор кафедри добычи нафти і газу, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, ул. Карпатська, 15, г. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 72 71 41, моб. 050-373-82-42, E-mail: [vol21@ukr.net](mailto:vol21@ukr.net).

**Скрышник Василий Степанович** – докт. техн. наук, доцент, преподаватель Надворнянского колледжа при Киевском национальном транспортном университете, Ивано-Франковская обл., г. Надворная.

**Федотов Евгений Сергеевич** – аспирант кафедры материаловедения и автосервиса Кубанский национальный технологический университет, ул. Московская, 2, г. Краснодар, Россия, 350062.

**Малык Леся Богдановна** – канд. пед. наук, преподаватель ДВУЗ «Дрогобицкий колледж нефти и газа», цикловой комиссии «Общетехнических дисциплин», Львовская обл., г. Дрогобыч, ул. М. Павлыка, 5 б, 82100, Україна. Моб.тел.: [067 305 90 75](tel:0673059075) E-mail: [drrreg@ukr.net](mailto:drrreg@ukr.net)

**Чуфус Василий Михайлович** – аспирант кафедры технической механики, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 72 71 47, E-mail: [mechmach@nung.edu.ua](mailto:mechmach@nung.edu.ua).

M. V. KINDRACHUK, D. A. VOLCHENKO, V. S. SKRYPNYK, E. S. FEDOTOV,  
L. B. MALYK, V. M. CHUFUS

### HEAT EXCHANGE OF DEVELOPED SURFACES IN SELF-VENTILATED SPOT-TYPE DISK BRAKES OF VEHICLES

The materials of the article are about developed heat transfer surfaces, which are radial ribs and perpendicular solid cylindrical spikes in the construction of self-ventilated spot-type disk brake of vehicles. The heat balance of the self-ventilated disc with spikes was estimated using the temperature method as part of the vehicle brake. The disk brake shoe of the vehicle in accordance with UNECE Regulation 13 (United Nations Economic Commission for Europe) was subjected to cyclic braking during testing. A generalized study of the thermal and weight efficiency of continuous cylindrical spikes of self-ventilated brake discs is proposed. Mathematization of the thermal problem of the stud was carried out in order to determine its design parameters for determining the total heat consumption, taking into account the thermal resistance of heat conduction, as well as the thermal resistance of heat transfer. As a coefficient characterizing the weight index of the tenon, the ratio of the cross-sectional area of the tenon to the area of the rectangle constructed on the basis of the tenon is provided provided that their heights are equal. The obtained method was used to change the thermal and weight efficiency of continuous cylindrical studs of self-ventilated brake discs made of aluminum alloy and cast iron. It is established that too high spikes lead to a deterioration in weight indicators, to a decrease in strength and an increase in the aerodynamic drag of the channels formed from them, both inside the brake disc and between its half-disks. The issues of heat transfer intensification are relevant for an increasing number of industries in which it is necessary to deal with various types of energy transfer. The technical sectors put forward high demands on efficient heat exchangers regarding the reduction of their weight, volume, cost reduction due to the optimization of their shape. The processes of a mechanical, electrical, thermal and chemical nature occurring at a frictional contact are significantly affected by the geometry of the microprotrusions of the interacting surfaces, which in reality differ from the ideal surface. The presence of microprotrusions leads to the fact that when the working surfaces of the friction pairs approach each other under an external load, the interaction occurs on the contact spots of the microprotrusion (discrete frictional contact) with high specific loads, accompanied by the generation of electric currents and intense heat generation. The heat transfer of developed surfaces is a heat transfer section that considers highly efficient heat transfer devices and their operation in various conditions. Typical examples of highly efficient heat transfer surfaces can be found in airplanes, spacecraft and their power plants, in refrigeration and cryogenic technology, in electric devices, etc., as well as in self-ventilated spot-type disk brake of vehicles. When determining the structural and weight parameters of a hollow cylindrical tenon, it is necessary to operate with the internal diameter of the expressions. Such a spike is needed to connect the half-disk chambers during their forced liquid cooling. Thus, the problem of evaluating the thermal and weight efficiency of the spikes and ribs used as additional cooling devices with developed heat exchange surfaces in the designs of self-ventilated spot-type disk brake of vehicles is solved mathematically.

**Keywords:** self-ventilated spot-type disk brake, developed heat transfer surfaces, radial ribs, perpendicular solid cylindrical spikes, thermal and weight efficiency.

#### References

1. Kindrachuk, M.V. Electrodynamics of the Thermal Contact Friction Interaction in Metal-Polymer Friction Couples / M. V. Kindrachuk, A. I. Vol'chenko, D. A. Vol'chenko, D. Y. Zhuravlev, V. M. Chufus // *Material Science*, Vol. 54, № 1, 2018. – pp. 69–77.
2. Krauser R., Kohlgruber K. Temperaturberechnung in Scheibenbremsen // *Automobile Industrie*. 1976. Issue 4. P. 37–48.
3. Sisson A. E. Thermal Analysis of Vented Brake Rotors // *SAE Technical Paper Series*. 1978. doi: <https://doi.org/10.4271/780352>.
4. Morgan S., Dennis R. W. A Theoretical Prediction of Disc Brake Temperatures and a Comparison with Experimental Data // *SAE Technical Paper Series*. 1972. doi: <https://doi.org/10.4271/720090>
5. Zhou S., Yang Y., Xie J. Transient temperature and thermal stress distribution simulation analysis of high-speed train brake disk // *Journal of Mechanical Engineering*. 2011. Vol. 47, Issue 22. P. 55–60.