

# *Машини нафтової та газової промисловості*

УДК 629 – 413 – 592.112

## **ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ ПОВІТРЯ, ЯКЕ ОМИВАЄ ПОВЕРХНІ РІЗНИХ ТИПІВ ДИСКІВ У ДИСКОВО-КОЛОДКОВОМУ ГАЛЬМІ (ЧАСТИНА ПЕРША)**

**Д.О. Вольченко<sup>1</sup>, Д.Ю. Журавльов<sup>1</sup>, М.В. Кашуба<sup>2</sup>,  
О.Б. Стадник<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;  
76019, М. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15

<sup>2</sup>Надвірнянський коледж при Київському національному  
транспортному університеті; 78400, м. Надвірна, вул. Соборна 117

*Розглянуто питання визначення кількості повітря, яке омиває матові та поліровані поверхні різних типів дисків у дисково-колодковому гальмі на основі енергетичного балансу швидкісних струмів потоків повітря з урахуванням конвективного та радіаційного теплообміну. Однак вказані методи не завжди враховують тепловіддачу від поверхонь різних типів дисків у навколишнє середовище, яка у багатьох випадках має помітний вплив на кінцеве значення температури тертя, особливо при русі автотранспортного засобу. Тому запропонований математичний опис енергетичного балансу швидкісних струмів повітря дозволить оцінити зниження енергонавантаженості пар тертя гальма.*

**Ключові слова:** *дисково-колодкове гальмо, суцільний та самовентильовані гальмівні диски, поліровані та матові поверхні, конвективне вимушене охолодження, радіаційне вимушене охолодження, кількість омиваючого повітря.*

### **Вступ**

При проектуванні фрикційних вузлів дисково-колодкових гальм автотранспортних засобів важливою умовою забезпечення їх енергонавантаженості є підтримка на поверхнях пар тертя температур, які не перевищують допустимі для матеріалів фрикційних накладок. У таких умовах значну роль відіграють суцільні та самовентильовані гальмівні

диски. Останні повинні бути не тільки енергоємними, але і інтенсивно відводити акумульовану теплоту від поверхневих та підповерхневих шарів суцільних та самовентильованих гальмівних дисків, яка підсилена енергетичними струмами, що генеруються на плямах контактів мікровиступів пар тертя при їх електротермомеханічному навантаженні у початковий момент гальмування.

### **Стан проблеми**

Процеси зовнішнього тертя та зношування пар тертя дисково-колодкового гальма залежить від їх поверхневої температури. В останні роки з'явилися роботи [1, 2], де наводяться достатньо точні методи розрахунку температур у зоні тертя в залежності від теплофізичних властивостей матеріалів, енергонавантаженості та характеристик контакту. Однак вказані методи на завжди враховують тепловіддачу від поверхонь різних типів дисків у навколишнє середовище, яка у багатьох випадках впливає на кінцеве значення температури тертя, особливо при русі автотранспортного засобу.

Крім того, в існуючих методах теплового розрахунку поверхневих температур фрикційної взаємодії пар тертя дисково-колодкових гальм не приділена увага радіаційному теплообміну від полірованих та матових поверхонь різних типів гальмівних дисків.

**Постановка задачі.** У даній публікації розглянуті наступні питання, які стосуються даної проблеми:

- особливості конструкції елементів дисково-колодкового гальма та їх енергонавантаженість;
- теплообмін в омиваюче повітря від поверхонь різних типів гальмівних дисків;
- енергетичний баланс швидкісних струмів потоків повітря, які омивають поверхні різних типів гальмівних дисків.

**Мета дослідження.** Оцінити вимушене конвективне та радіаційне охолодження різних типів дисків, виходячи із визначення кількості повітря, яке омиває їх поліровані та матові поверхні.

### **Особливості конструкцій елементів дисково-колодкового гальма та їх енергонавантаженість.**

Дисково-колодковий гальмівний механізм складається з диска, що обертається 1, до якого з обох боків за допомогою приводу (на рис. 1 не показаний) притискаються фрикційні накладки з нерухомими колодками 2. Останні розташовані всередині супорта 3, закріпленого на кронштейніцапфи (на рис. 1 не показано).

На рис. 2 проілюстровані самовентильовані гальмівні диски 1 з каналами 2, що збільшують площі поверхонь взаємодії зі швидкісними струмами потоків омиваючого їх повітря, що сприяє зниженню енергонавантаженості диска як в процесі гальмувань, так і в паузах між ними.

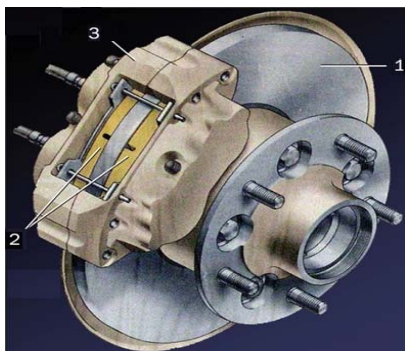


Рис. 1 Дисково-колодкове гальмо: 1 – суцільний диск; 2 – колодки з накладками; 3 – супорт



Рис. 2 Самовентильовані диски: 1, 2 – диск с вентиляючими каналами; 3 – фланец

Теплові потоки, які акумулюються парами тертя дисково-колодкового гальма автотранспортного засобу на попередніх етапах випробувань I і II [3], рівні:

$$W_a' = m_a(V_H^2 - V_K^2)/(6 \cdot \tau_1) = 0,053 m_a, \text{ Вт} \quad (1)$$

$$W_a'' = m_a g S_2 [0,1(i - (f + \gamma_\tau'))] / (6 \cdot \tau_2) = 0,046 m_a, \text{ Вт} \quad (2)$$

де  $m_a$  – маса автотранспортного засобу, кг;  $V_H$ ,  $V_K$  – регламентовані швидкості, відповідно, на початку і в кінці гальмування, м/с;  $\tau_{1,2}$  – час: циклічного (60,0 с) і тривалого (720,0 с) режимів гальмування;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $i$  – величина ухилу дороги ( $i=0,06$ );  $S_2$  – протяжність спуска, (6,0 км);  $f$  – коефіцієнт опору коченню;  $\gamma_\tau'$  – питома гальмівна сила, яка розвивається гальмом-сповільнювачем ( $f + \gamma_\tau' = 0,02$ ).

З аналізу величин енергій, розрахованих за залежностями (1) і (2), виходить що загальна енергонавантаженість пар тертя дисково-колодкового гальма на попередньому етапі випробувань I приблизно на 13% вище, ніж при випробуваннях II. Це пояснюється тим, що умови тепловідведення кращі при тривалому підводі теплоти до гальмівного диску. При циклічному навантаженні гальма (випробування типу I) має місце імпульсне підведення теплоти до гальмівного диску.

#### **Теплообмін в омиваюче повітря від поверхонь різних типів гальмівних дисків.**

Точний розрахунок тепловіддачі з врахуванням усіх особливостей конструкцій гальмівних дисків є достатньо складною задачею, розв'язати яку, на нашу думку, не завжди доцільно. Так у вузлах тертя барабанно, – та стрічково-колодкових гальмах, де похибка у  $\pm 10\%$  при визначенні температурного режиму не робить істотного впливу на оцінку правильності вибору матеріалів фрикційної пари, тому застосовують

наближені методи теорії теплообміну. Ці методи дозволяють розраховувати коефіцієнти тепловіддачі за залежностями вигляду

$$Nu = CGr^{n_1} Re^{n_2} Pr^{n_3}, \quad (3)$$

які отримані у результаті узагальнення багаточисельних експериментальних даних [4].

У формулі (3)  $Nu = \sigma'd / \lambda$  – критерій Нуссельта, який визначає інтенсивність теплообміну;  $Gr = (\beta g d^3 / \nu^3) \Delta \vartheta$  – критерій Грасгофа, який характеризує теплообмін при вільній конвекції;  $Re = \nu d / \nu$  – критерій Рейнольдса, який визначає теплообмін при вимушеній конвекції;  $C, n_1, n_2, n_3$  – множник пропорційності та показники степені, отримані із експериментальних даних;  $\sigma'$  – коефіцієнт конвективного теплообміну, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $d$  – визначальний розмір тіла, наприклад, для гальмівного диска середній діаметр, м;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності середовища (повітря), Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості середовища (повітря), м<sup>2</sup>/с;  $a$  – коефіцієнт температуропровідності середовища, м<sup>2</sup>/с;  $g\beta$  – підйомна сила середовища (повітря), м/(с<sup>2</sup>·°C);  $\Delta \vartheta$  – різниця між температурами поверхні тіла та середовища (повітря) за межами приграничного шару, °C;  $\nu$  – швидкість потоку повітря, м/с.

При роботі вузла тертя дисково-колодкового гальма на повітрі зазвичай тепловий потік  $W_{y\vartheta}$ , який передається через одиничну площу поверхні гальмівного диска в середовище, пропорційний різниці температур між поверхнею диска та середовищем (закон Ньютона). Для того щоб оцінити, який вплив на температуру елемента пари тертя спричиняє тепловіддача, необхідно порівняти теплові потоки, які отримуються одиницею об'єму тіла гальмівного диска та відводяться зовнішніми та внутрішніми поверхнями диска циркулюючому повітрю

$$\psi = (Q_{A_1} A_{\sigma_1} + Q_{A_2} A_{\sigma_2} + Q_{A_3} A_{\sigma_3}) / Q_A A_a, \quad (4)$$

де  $Q_A$  – питомий потік теплоти, підсилений електричними струмами, акумульований на номінальній поверхні тертя;  $A_a$  – номінальна поверхня тертя;  $A_\sigma$  – тепловідвідна поверхня, індекси 1, 2, 3 відносяться до поверхонь: пояса тертя, зовнішньої та внутрішньої самовентильованого гальмівного диска; у випадку розгляду суцільного диска складова  $Q_{A_3} A_{\sigma_3} = 0$ .

У подальшому необхідно розділити умовно суцільний гальмівний диск на декілька шарів поверхнями, паралельними його поверхні тертя та розрахувати середню (об'ємну) температуру кожного шару  $\vartheta_{v_i}$  через 1, 2, 3, ...,  $n$  з самого початку електротермомеханічного процесу навантаження для шару

$$\vartheta_{v_2} = \frac{Q_A \tau - c m \Delta \vartheta_{i-1}}{c m}, \quad (5)$$

де  $\tau$  – час, який пройшов після початку процесу гальмування;  $m$  – маса розрахованого елементарного об'єму шару диска;  $c$  – питома теплоємність.

Знання закономірності зміни об'ємної температури за шарами гальмівного диска дозволяє оцінити його об'ємні температурні градієнти. Виходячи із оптимальних величин останніх представляється можливим конструювання гальмівних дисків такими, щоб до мінімуму виключити їх теплову реформованість, і, як наслідок запобігти її впливу на динаміку формування контурної площі контакту накладки колодок з диском. При цьому  $n$  – та кількість шарів дисків, які відповідають умовам міцності та об'ємним температурним градієнтам у них, які є основою для самовентильованих дисків можуть зменшити термопружні деформації їх поверхонь. Це дозволить зменшити амплітуди термопружних хвиль над вентиляційними каналами і тим самим не перевищати початкову технологічну хвилястість пояса тертя самовентильованого гальмівного диска.

Крім теплообміну з повітрям за рахунок примусової конвекції необхідно враховувати теплообмін випромінюванням.

З урахуванням двох видів теплообміну питомий тепловий потік складає

$$Q_A = Q_A^* + Q_{випр}, \quad (6)$$

де  $Q_A^*$  – кількість теплоти, яка відводиться за рахунок примусової конвекції у навколишнє середовище при заданій температурі поверхонь диска;  $Q_{випр}$  – кількість теплоти, яка віддається у навколишнє середовище тепловипромінюванням від полірованих та матових поверхонь гальмівного диска при тієї ж його температурі, при якій визначалось  $Q_A^*$ ;  $Q_{випр}$  визначається на основі закону Стефана-Больцмана у залежності від температури полірованої та матової поверхонь гальмівного диска і від ступеня їх чорноти.

У свою чергу  $Q_A^*$  визначається за залежністю виду

$$Q_A^* = m_n \cdot c \cdot \Delta\vartheta, \quad (7)$$

де  $m_n$  – маса повітря; яка омиває поверхні гальмівного диска;  $c$  – теплоємність повітря;  $\Delta\vartheta$  – зниження поверхневої температури гальмівного диска.

Таким чином для визначення конвективної складової примусового охолодження різних типів гальмівних дисків необхідно знати кількість повітря, яке омиває їх поверхні.

**Енергетичний баланс швидкісних струмів потоків повітря, які омивають поверхні різних типів гальмівних дисків.**

Рух потоків повітря через канали самовентильованого гальмівного диска супроводжується втратами енергії. Останні обумовлені силами тертя, утворенням вихорів у місцях зміни зазорів між внутрішніми по-

верхніми бокових стінок дисків і поверхніми виступів, напівребер, ребер, каналів та ін., а також зміною напрямку руху потоків повітря під прямим кутом, подоланням підйомних сил та нерівномірністю руху повітря при неізотермічній течії.

Втрати механічної енергії потоку повітря викликані молекулярною та турбулентною в'язкістю, яка проявляється при русі охолоджуючого повітря та є результатом обміну кількістю руху між молекулами (при ламінарній течії) сусідніх шарів повітря, які переміщуються з різними швидкостями.

Втрати механічної енергії, які відносяться до об'ємної витрати повітря, виражаються у вигляді перепаду і називаються гідравлічними опорами зазорів, які мають місце всередині гальмівного диска.

Останні обумовлені місцевими втратами на вході  $\Delta H_{ex}$  у гальмівний диск та виході  $\Delta H_{vix}$  із нього, опором тертя  $\Delta H_{mp}$  по поверхні: внутрішні бокові диска; виступів, напівребер, ребер та вентиляційних каналів всередині гальмівних дисків, а також прискоренням потоків повітря  $\Delta H_{кин}$  внаслідок його нагрівання при обтіканні вказаних вище елементів самовентильованого гальмівного диска. Теплова енергія, підсилена генеруючими електричними струмами, акумульована на поясі тертя диска та робочої поверхні накладок колодок поширюється по всьому тілу диска, конвективним та радіаційним теплообміном передається повітрю, яке омиває його зовнішні та внутрішні поверхні. У результаті нагрівання повітря його густина зменшується порівняно з густиною навколишнього середовища і з'являється різниця тисків, під дією якої нагріте повітря через канали в ньому виходить, а на його місце поступають нові порції повітря навколишнього середовища. Таким чином перепад тисків повітря обумовлює явище самотяги, яке визначається із виразу [5]:

$$H_C = gD_{зв}(\rho_H - \rho_{II}), \quad (8)$$

де  $D_{зв}$  – зведений діаметр (всередині) гальмівного диска, м;

$\rho_H$  – густина навколишнього повітря; кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_{II}$  – середня густина повітря в порожнині гальмівного диска, кг/м<sup>3</sup>.

При русі автотранспортного засобу з постійною швидкістю перепад тисків, обумовлений самотягою, зрівноважується гідравлічними втратами у самовентильованому диску. Отже, рівність має вигляд

$$H_C = \sum_{i=1}^N \Delta H_i;$$

$$\sum_{i=1}^N \Delta H_i = \Delta H_{ex} + \Delta H_{vix} + \Delta H_{mp} + \Delta H_{кин}, \quad (9)$$

де  $\Delta H_{ex} = \xi_{ex} \frac{\rho_{ex} \cdot v_{ex}^2}{2}; \quad (10)$

$$\Delta H_{vix} = \xi_{vix} \frac{\rho_{vix} \cdot v_{vix}^2}{2}; \quad (11)$$

$$\Delta H_{mp} = \frac{\chi}{4} \cdot \frac{F_1 + F_2}{F_3} \cdot \frac{\rho_H \cdot v_H^2}{2}; \quad (12) \quad \Delta H_{кин} = 2 \frac{T_{вих} - T_{вх}}{T_{II}} \cdot \frac{\rho_n \cdot v_n^2}{2}, \quad (13)$$

де  $F_1$ ;  $F_2$ ;  $F_3$  – площі нагрітих елементів самовентильюючого гальмівного диска та зведений поперечний переріз каналу, який розглядається, м<sup>2</sup>;

$\chi$  – коефіцієнт опору повітря на вході та виході із гальмівного диска;

$\zeta_{вх}$ ,  $\zeta_{вих}$  – коефіцієнти опору повітрю на вході та виході із гальмівного диска;

$\rho_{вих}$  – середня густина повітря на виході із гальмівного диска, кг/м<sup>3</sup>;

$v_{вх}$ ,  $v_n$ ,  $v_{вих}$  – середні швидкості повітря на вході, всередині порожнин гальмівного диска та на виході із них, м<sup>3</sup>/с;

$T_{вх}$ ,  $T_{вих}$  – середня температура повітря, яке поступає і виходить із зазору між внутрішніми елементами диска, К;

$T_{II}$  – середня абсолютна температура повітря в каналах диска, К.

Крім вказаних втрат енергії омиваючого повітря, при примусовому охолодженні дискових гальм автотранспортних засобів мають місце також втрати енергії потоку повітря на вихороутворення. У зв'язку з цим виникає необхідність у визначенні коефіцієнта гідравлічних втрат на вихороутворення у гальмівному диску.

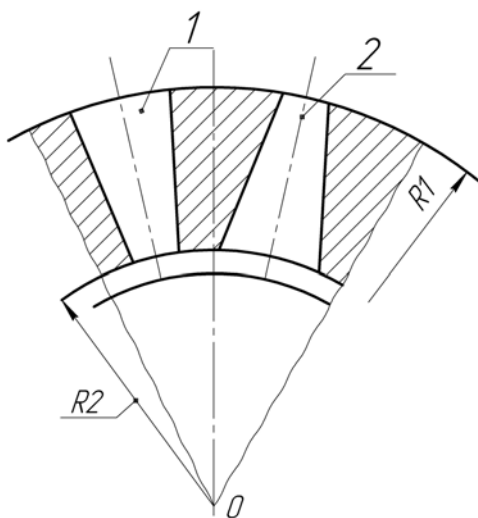


Рис. 3 Геометричні параметри самовентильованого гальмівного диска: 1, 2 – канали конфузори та дифузори

Рівняння енергії для холодної частини вихору має вигляд [6]

$$E_{II} = \frac{4\pi^2 R \cdot m \cdot T_{\infty} \cdot n_a \cdot r^2 \cdot v'^2}{2n_1 \cdot (n_a - 1) \cdot \Gamma^2} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_a} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right], \quad (14)$$

де  $R$  – газова стала повітря, Дж/(кг К);

$m$  – загальна маса повітря у вихорі, кг;

$T_{\infty}$  – температура внутрішніх елементів гальмівних дисків, яка встановилася, К;

$n_a$  – показник адиабати;

$r$  – радіус вихору повітря, який обтікає внутрішні канали гальмівного диска, м;

$v'^2$  – лінійна швидкість шарів повітря вихору, м/с;

$n_1$  – математичне очікування попадання вихору у зону поділу його гарячої та холодної частин;

$p$  – тиск повітря у вихорі, МПа;

$p_a$  – атмосферний тиск, МПа;

$\Gamma$  – кількість змін повітря в порожнині гальмівного диска, м<sup>2</sup>/с.

На основі залежності (10-14) енергія, яка затрачається на вихороутворення для радіуса  $R_1$  та  $R_2$ , виражається залежністю:

$$E_2 = \frac{m \cdot v_2'^2}{2r_{\min}^2} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_g} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right] \cdot R_g^2, \quad E_1 = \frac{m \cdot v_1'^2}{2r_{\min}^2} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_g} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right] \cdot R_{\phi}^2. \quad (15)$$

де  $R_1, R_2$  – радіуси: зовнішньої та внутрішньої поверхні гальмівного диска;

$r_{\min}$  – мінімальний граничний умовний радіус, у якому відбувається зіткнення шарів охолодженого та нагрітого вихору, м.

Різниця енергій  $E_2 - E_1 = \Delta E$  є втратою енергії на вихороутворення. Таким чином, отримуємо, що

$$\Delta E = \frac{m \cdot v'^2}{2r_{\min}^2} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_g} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right] \cdot (R_1^2 - R_2^2). \quad (16)$$

Виходячи із визначення гідравлічного опору, записуємо, що втраченої енергії на вихороутворення рівні

$$\Delta H_{\text{вихр}} = \Delta E_{\text{вихр}} / V, \quad (17)$$

де  $V$  – об'єм повітря, який проходить через гальмівний диск при вимушеному охолодженні, м<sup>3</sup>.

$$\frac{\Delta E_{\text{вихр}}}{V} = \frac{m \cdot v'^2}{2r_{\min}^2 \cdot V} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_g} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right] \cdot (R_1 - R_2) \cdot (R_1 + R_2). \quad (18)$$

Після перетворення отримаємо, що

$$\Delta H_{\text{вихр}} = \frac{\Delta E_{\text{вихр}}}{V} = \rho_{\Pi} \cdot \delta_3 \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot \xi_{\text{вихр}}, \quad (19)$$

де  $\xi_{\text{вихр}}$  – коефіцієнт втрати енергії на вихороутворення потоку повітря, який дорівнює



$$\xi_{\text{вихр}} = \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_g} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right] \cdot \frac{\Delta v'^2}{2r_{\min}^2}. \quad (20)$$

У свою чергу,  $r_{\min}$  знаходимо за залежністю вигляду

$$r_{\min}^2 = n_1 \cdot \frac{n_a - 1}{8\pi^2 \cdot n_a} \cdot \frac{\Gamma^2}{T_{II} \cdot R}, \quad (21)$$

тоді

$$\xi_{\text{вихр}} = \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_g} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right] \cdot \frac{n_a}{n_a - 1} \cdot \frac{T_{II} \cdot R \cdot \Delta v'^2}{n_1 \cdot R_H^2 \cdot v_o^2}, \quad (22)$$

де  $v_o$  – лінійна швидкість точок внутрішніх поверхонь дисків у відносному русі, м/с.

Оскільки  $v_o = 0,85v_a$ , то після кінцевого перетворення залежності (22) знаходимо наступний вираз

$$\xi_{\text{вихр}} = \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_g} \right)^{\frac{n_a-1}{n_a}} \right] \cdot \frac{n_a}{n_a - 1} \cdot \frac{T_{II} \cdot R}{n_1 \cdot R_2^2 \cdot (1 + R_1)} \cdot \frac{\Delta v'^2}{v_a^2}, \quad (23)$$

Таким чином, знаючи коефіцієнт втрати енергії на вихороутворення, а також інші раніше вказані коефіцієнти, можна визначити витрату повітря, яке омиває внутрішні поверхні самовентильованого гальмівного диска.

Відповідно до залежності (12) та (13) вводимо позначення:

$$\xi_{TP} = \frac{\chi}{4} \cdot \frac{F_1 + F_2}{F_3} \quad \text{та} \quad \xi_{\text{кін}} = 2 \frac{T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}}}{T_{II}}. \quad (24)$$

Підставивши вираз (13), (20) та (24) у рівняння (12), після перетворень знаходимо:

$$gD_C(\rho_B - \rho_{II}) = \xi_{\text{вх}} \cdot \frac{\rho_B \cdot v_B^2}{2} + (\xi_{TP} + \xi_{\text{кін}}) \cdot \frac{\rho_{II} \cdot v_{II}^2}{2} + \xi_{\text{вих}} \cdot \frac{\rho_{\text{ВИХ}} \cdot v_{\text{ВИХ}}^2}{2} + \xi_{\text{вихр}} \cdot \rho_{II} \delta_3 \frac{d_B + d_{\phi}}{2}. \quad (25)$$

На основі рівняння неперервності потоку повітря, яке рухається, записуємо

$$\rho_B \cdot v_B^2 = \rho_B \cdot G_p^2 / (F_{\text{вх}}^2), \quad (26)$$

$$\rho_{II} \cdot v_{II}^2 = \rho_{II} \cdot G_p^2 / (F_{II}^2), \quad (27)$$

$$\rho_{\text{вих}} \cdot v_{\text{вих}}^2 = \rho_{\text{вих}} \cdot G_p^2 / (F_{\text{вих}}^2), \quad (28)$$

де  $G_p$  – витрата повітря при сталому тиску, м<sup>3</sup>/с.

Із рівняння Менделєєва – Клапейрона [4] (26)-(28) підставляємо  $\rho = p/(R \cdot T)$ , тоді

$$\rho_B \cdot v_B^2 = \frac{G_p^2 \cdot p_B}{R \cdot T_{ex} \cdot F_{ex}^2}; \quad \rho_{II} \cdot v_{II}^2 = \frac{G_p^2 \cdot p_{II}}{R \cdot T_{II} \cdot F_{II}^2}; \quad \rho_{вих} \cdot v_{вих}^2 = \frac{G_p^2 \cdot p_{вих}}{R \cdot T_{вих} \cdot F_{вих}^2}.$$

Наведені залежності підставимо у рівняння (12), у результаті чого отримуємо:

$$2gD_C \left( \frac{p_B}{R \cdot T_{ex}} - \frac{p_{II}}{R \cdot T_{II}} \right) = \xi_{ex} \cdot \frac{G_p^2 \cdot p_B}{R \cdot T_{ex} \cdot F_{ex}^2} + (\xi_{mp} + \xi_{кін}) \cdot \frac{G_p^2 \cdot p_{II}}{R \cdot T_{II} \cdot F_{II}^2} + \xi_{вих} \cdot \frac{G_p^2 \cdot p_{вих}}{R \cdot T_{вих} \cdot F_{вих}^2} + \xi_{вихр} \cdot \frac{p_{II}}{R \cdot T_{II}} \delta_o (d_1 + d_2), \quad (29)$$

де  $p_B$  – тиск навколишнього повітря, МПа;

$p_{II}$  – середній тиск у порожнині гальмівного диска, МПа;

$p_{вих}$  – середній тиск повітря на виході із гальмівного диска, МПа;

$R$  – газова стала повітря, Дж/(кг·К).

$\delta_o$  – товщина диска, мм.

Після перетворень та розв’язку залежності (29) відносно  $G_p$ , а також її ділення на густину  $\rho_B$  отримуємо такий вираз:

$$\left( 2gD_C \left( \frac{p_B}{T_{ex}} - \frac{p_{II}}{T_{II}} \right) - \xi_{вихр} \cdot \frac{p_{II}}{T_{II}} \delta_3 (d_1 - d_2) \right) = G_p^2 \left( \xi_{ex} \cdot \frac{p_B}{T_{ex} \cdot F_{ex}^2} + (\xi_{mp} + \xi_{кін}) \cdot \frac{p_{II}}{T_{II} \cdot F_{II}^2} + \xi_{вих} \cdot \frac{p_{вих}}{T_{вих} \cdot F_{вих}^2} \right).$$

Кінцеву формулу для визначення витрати повітря, яке проходить через гальмівний диск при його вимушеному охолодженні, подамо у вигляді

$$G_p = \left( \frac{\left( 2gD_C \left( \frac{p_B}{T_{ex}} - \frac{p_{II}}{T_{II}} \right) - \xi_{вихр} \cdot \frac{p_{II}}{T_{II}} \delta_3 (d_1 - d_2) \right)}{\xi_{ex} \cdot \frac{p_B}{T_{ex} \cdot F_{ex}^2} + (\xi_{mp} + \xi_{кін}) \cdot \frac{p_{II}}{T_{II} \cdot F_{II}^2} + \xi_{вих} \cdot \frac{p_{вих}}{T_{вих} \cdot F_{вих}^2}} \right). \quad (30)$$

Аналіз виразу (30) показує, що витрата охолоджуваного повітря залежить від його термодинамічних параметрів ( $T_{ex}$ ,  $p_B$ ,  $p_{II}$ ,  $p_{вих}$ ,  $T_{II}$ ,  $T_{вих}$ ) та геометричних параметрів ( $d_1$ ,  $d_2$ ,  $\delta_o$ ,  $F_{ex}$ ,  $F_{II}$ ,  $F_{вих}$ ) елементів гальмівних дисків, які викликають втрати механічної енергії повітря.

Таким чином, знання витрати повітря, яке омиває внутрішні поверхні елементів гальмівних дисків при їх вимушеному охолодженні, дозволяє у подальшому підвищити його ефективність.

**Висновки.** Таким чином, на основі особливостей конструкцій суцільних та самовентильованих гальмівних дисків та енергонавантаж-

ності пар тертя дисково-колодкових гальм запропоновано математичний опис енергетичного балансу швидкісних струмів потоків повітря, яке омиває поліровані та матові поверхні дисків з урахуванням конвективного та радіаційного охолодження.

### *Література*

1. Носко А.П. Метод расчета температур области контакта элементов пар трения тормозных устройств подъемно-транспортных машин: дисс.... канд. техн. наук: 05.05.04 та 05.02.04 / Алексей Павлович Носко. – М., 2010. – 135 с.
2. Захара І.Я. Вдосконалення методу теплового розрахунку дискових гальм автобусів на циклічних випробуваннях: дис.... кан. техн. наук: 05.22.02 / Ігор Ярославович Захара. – Львів, 2013. – 141 с.
3. ГОСТ Р 41.13 – 207 (Правила №13 ЕЭК ООН). Единые образные предписания, касающиеся транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения. – М.: Стандартформ, 2009. – 170 с.
4. Теплотехника / под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высшая школа, 2000. – 671 с.
5. Вольченко А.И. Барабанно-колодочные тормозные устройства / А.И. Вольченко, Ю.С. Замора. – Львов: Вища школа, 1980. – 190 с.
6. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике / А.П. Меркулов. – М.: Машиностроение, 1969. – 184 с.

*Стаття поступила редакційну колегію 12.05.2015*

*Рекомендовано до друку д.т.н., професором Вольченком О.І., д.т.н., професором Кіндрачуком М.В. (м. Київ)*

## **ON THE PROBLEM OF DETERMINING THE AMOUNT OF AIR SURROUNDING THE SURFACES OF DIFFERENT TYPES OF DISKS IN A DISK-SHOE BRAKE**

**D.O. Volchenko<sup>1</sup>, D.Yu. Zhuravlev<sup>1</sup>, M.V. Kashuba<sup>2</sup>, O.B. Stadnyk<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>*Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas; 76019, Ivano-Frankivsk, Carpathians str., 15*

<sup>2</sup>*Nadvirna College of Kyiv National Transport University; 78400, Nadvirna, Soborna str., 117*

*The paper deals with the problem of determining the amount of air surrounding mat and polished surfaces of different types of disks in a disk-block brake on the basis of the energy balance of high-speed air currents considering the convective and radiative heat exchange. However, these methods do not always take into account the heat emission from the surfaces of different types of disks into the environment having a significant impact on the finite friction temperature, especially when driving a vehicle. Therefore, the sug-*

*gested mathematical description of the energy balance of the high-speed air currents surrounding the polished and mat surfaces of the disks taking into account the convective and radiative cooling on the basis of its quantity will allow to evaluate the reduction of the energy-loading of friction pairs of the brake.*

**Key words:** *disk-shoe brake, solid and self-ventilated brake disks, mat and polished surfaces, convective forced cooling, radiative forced cooling, the amount of the surrounding air.*