

УДК 539.375

DOI: 10.15276/pidtt.2.70.2025.07

¹Вольченко О. І., ²Вудвуд О. М., ¹Возний А. В., ¹Семеній О. М.,
¹Снурніков В. І.

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Національний університет «Одеська політехніка»

ПІДВИЩЕННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ ПАР ТЕРТЯ ГАЛЬМ

Анотація. Дослідно-конструкторські розробки та їх експериментальні дослідження стосовно металевих фрикційних елементів гальмівних пристроїв дозволили встановити наступне: виконання гальмівного диска зі змінною товщиною робочої частини стінки призвели до виникнення на поясі тертя від'ємного градієнта температури по глибині і тим самим інтенсифікують передачу теплоти теплопровідністю в тіло диска; аналітичним шляхом за допомогою безмоментної теорії оболонки визначено осьові деформації пояса тертя диска при співвідношеннях його конструктивних параметрів з урахуванням кутів конусності; деформаційний стан пояса тертя при гальмуванні в защемленій частині диска від зміщення в напрямку нормалі до поверхні виникають реакції, що викликають деформаційний стан, пов'язаний з вигином, і швидко затухаючі при віддаленні від краю; запропоновані способи підвищення працездатності для запобігання тріщиноутворенню в парах тертя гальм.

Ключові слова: гальмівний пристрій, пари тертя, металевий фрикційний елемент, працездатність, тріщиноутворення.

Вступ. Робочі поверхні металевих фрикційного елемента не бувають абсолютно гладкими, але мають мікро та макроскопічні нерівності технологічного характеру, що утворюють шорсткість. Остання на локальних ділянках формує тимчасові контакти – омичні, нейтральні та блокуючі. Відповідно до теорії Е. Фермі кожен із контактів «метал (м) – полімер (п)» має роботу виходу (W) іонів та електронів. Для омичного контакту справедлива нерівність $W_m > W_n$, нейтрального - $W_m = W_n$ і блокуючого - $W_m < W_n$. Енергетичні рівні контактів і вносять свій внесок у зародження та розвиток мікротріщин у парах тертя гальма.

Аналіз літературних джерел та стан проблеми. Запропоновано нові типи гальмівних шківів, що мають збільшені додаткові, нерухомі площі поверхонь для інтенсифікації кондуктивного, радіаційного та конвективного теплообміну. Це дало змогу збільшити ефективність теплопередачі на 22,5%. Встановлено, що різна інтенсивність

енергетичної активності фрикційної взаємодії спряжених поверхонь на процеси теплообміну між елементами трибосистеми сприяє виникненню ділянок з неоднаковою енергонавантаженістю і, як наслідок, температурними градієнтами, що змінюються [1, 2].

Нові конструкції гальмівних механізмів потужних транспортних засобів та особливості їх розрахунку проілюстровані у роботах [3, 4]. Запропоновано нову конструкцію комбінованого гальма, яка поєднує переваги багатодискового гальма по енергоемності та однодискового - по швидкодії. Встановлено, що функціональна працездатність комбінованих гальм значною мірою залежить від характеру розподілу теплової енергії за складовими механізмами, що, у свою чергу, обумовлює зміну знософрикційних властивостей пар тертя при гальмуванні. Експериментальним шляхом кожної частини комбінованого гальма отримано зміну моменту тертя, швидкості ковзання, температури поверхонь тертя залежно від часу гальмування. Запропонована методика використовується під час проектування *аналогічних* гальмівних механізмів.

Удосконалено метод визначення конструктивних параметрів дискових гальм за допомогою геометричного програмування з використанням цільової функції мінімізації моменту інерції диска та термічних напружень на його бічних поверхнях, виходячи з умови забезпечення гальмівного моменту, що регламентується, і неперевикнення допустимої поверхневої температури для матеріалів фрикційних накладок. При цьому розроблено алгоритм та програму розрахунку. Результати розрахунків показали, що металомісткість спроектованого гальмівного диска на 10-13% менша, ніж серійного [5, 6].

Запропоновано математичну модель для кількісної оцінки теплових процесів у робочих елементах пари тертя барабанно-колодкового гальма протягом гальмування, що дозволяє прогнозувати динаміку зміни енергонавантаженості обода барабана та фрикційних накладок за товщиною з урахуванням складових теплового балансу їх полірованих та матових поверхонь [7]. Отримано залежність для визначення коефіцієнтів розподілу теплових потоків між парами тертя на різних стадіях гальмування з урахуванням досягнення «квазістаціонарного теплового стану» в їх поєднанні.

У роботах [8, 9] сформульовано новий клас завдань теплової динаміки, а також проілюстровано термограми та схеми циркуляції теплових струмів, на які поділено гальмівний шків. Диски виготовлені із матеріалів, які мають різні коефіцієнти теплопровідності, а між ними встановлені теплоізоляційні прокладки.

Розроблено модель дискретного фрикційного контакту тіла з абсолютно жорстким контртілом, що дозволяє описати тепломеханічні процеси, визначити тиск та температуру в підобластях дискретного

контакту трибоелементів гальм підйомно-транспортних машин [10]. Крім того, показано, що серед загальновідомих умов фрикційного теплового контакту лише умови Барбера-Протасова дозволяють якісно та кількісно описати зміну температури на поверхні тертя полімерної накладки гальма.

Таким чином, у більшості випадків пари тертя гальмівних пристроїв працюють в інтервалі поверхневих температур вище за допустиму для застосовуваних матеріалів, з яких виготовляють фрикційні накладки. Тому в таких фрикційних вузлах необхідно інтенсифікувати їхнє вимушене повітряне охолодження, а також охолоджувати примусово.

Гальмівний диск із змінною товщиною частини робочої стінки. Розглянемо верхню частину гальмівного диска (рис. 1) як циліндричну оболонку змінної товщини з двома защемленими краями, схильну до рівномірного імпульсного питомого навантаження p , тобто за тих же умов, що й гальмівний диск із постійною товщиною.

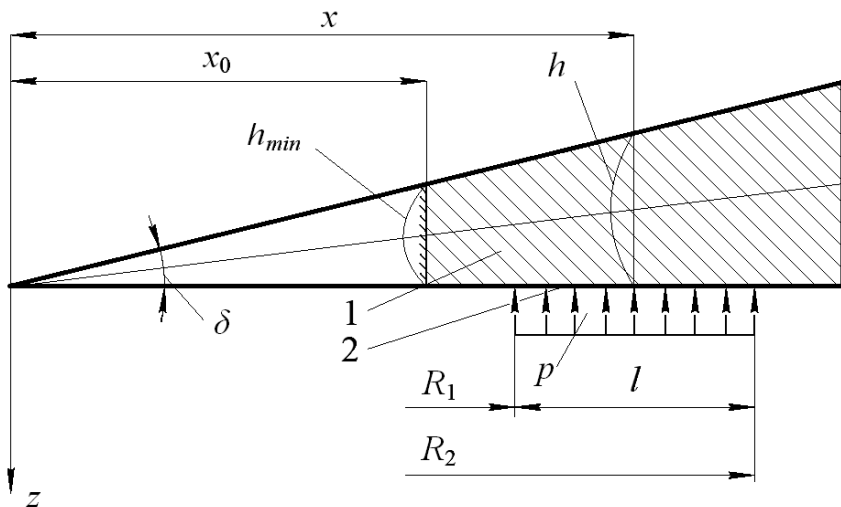


Рисунок 1 – Розрахункова схема частини гальмівного диска зі змінною товщиною стінки: 1 – тіло диска; 2 – пояс тертя (повернуто рисунок на $\pi/2$)

Особливістю даної конструкції і те, що з різної товщині пояса тертя диска формується негативний градієнт температури. Останній інтенсифікує передачу теплоти теплопровідністю від радіусу R_2 до радіусу R_1 пояса тертя диска і далі по його тілу.

У випадку диска зі змінною товщиною частини стінки необхідно інтегрувати наступне рівняння

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(D \frac{d^2 W}{dx^2} \right) + \frac{Eh}{R^2} W = p, \quad (1)$$

де D – жорсткість оболонки; W – осьова деформація диска; E – модуль пружності; h , R – товщина та радіус серединної поверхні диска. Останній дорівнює:

$$R = R_1 + \frac{l}{2} = R_1 + \frac{R_2 - R_1}{2}. \quad (2)$$

Розглянемо диск з товщиною стінки, що лінійно змінюється. При вибраній системі координат і малому куті $h = xtg\delta = \delta x$. Тоді жорсткість тіла диска визначається наступним виразом

$$D = \frac{E\delta^3 x^3}{12(1-\mu^2)}$$

і рівняння (1) набуває вигляду

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(x^3 \frac{d^2 W}{dx^2} \right) + \frac{12(1-\mu^2)}{\delta^2 R^2} xW = p \frac{12(1-\mu^2)}{E\delta^3}.$$

Часткове вирішення цього рівняння при $p = \text{const}$ буде наступним

$$W_1 = \frac{pR^2}{E\delta x}.$$

Вирішенням є виразом осьової деформації оболонки із защемленими краями, навантаженою рівномірно розподіленим навантаженням, що діє на робочу поверхню пояса тертя диска. Однорідне рівняння

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(x^3 \frac{d^2 W}{dx^2} \right) + \frac{12(1-\mu^2)}{\delta^2 R^2} xW = 0$$

вирішено за допомогою перетворень Кірхгофа у вигляді

$$W_2 = \frac{1}{\sqrt{x}} \left[C_1 \phi_1'(2\xi\sqrt{x}) + C_2 \phi_2'(2\xi\sqrt{x}) + C_3 \phi_3'(2\xi\sqrt{x}) + C_4 \phi_4'(2\xi\sqrt{x}) \right], \quad (3)$$

де C_1, C_2, C_3, C_4 - постійні інтегрування, що визначаються з початкових умов; $\phi_1', \phi_2', \phi_3', \phi_4'$ - похідні за аргументом $2\xi\sqrt{x}$ функцій Беселя, відповідно, першого роду, нульового та першого порядку;

$\xi = \sqrt{\frac{12(1-\mu^2)}{\delta^2 R^2}}$, де μ - коефіцієнт Пуассона.

Замість функцій ϕ_i можна скористатися функціями Кельвіна

$$\phi_1 = \text{ber} x, \phi_2 = \text{bei} x, \phi_3 = -\frac{2}{\pi} \text{kei} x, \phi_4 = -\frac{2}{\pi} \text{ker} x.$$

Загальним рішенням рівняння (3) є сума часткового вирішення однорідного рівняння та загального вирішення однорідного рівняння

$$W = W_1 + W_2. \quad (4)$$

Для визначення постійних інтегрування необхідно послідовно диференціювати рівняння прогинів (3), беручи до уваги наступні співвідношення функцій та їх похідних

$$\begin{aligned}\varphi_1'' &= \varphi_2 - \frac{1}{2\xi\sqrt{x}}\varphi_1', \quad \varphi_2'' = -\varphi_1 - \frac{1}{2\xi\sqrt{x}}\varphi_2', \\ \varphi_3'' &= \varphi_4 - \frac{1}{2\xi\sqrt{x}}\varphi_3', \quad \varphi_4'' = -\varphi_3 - \frac{1}{2\xi\sqrt{x}}\varphi_4' .\end{aligned}$$

Кути повороту перерізів θ моменти M_x і сили Q_x рівні

$$\theta = \frac{dW}{dx} = \frac{1}{2\xi\sqrt{x}}[C_1(2\xi\sqrt{x}\varphi_2 - 2\varphi_1') - C_2(2\xi\sqrt{x}\varphi_1 + 2\varphi_2') + C_3(2\xi\sqrt{x}\varphi_4 - 2\varphi_3') - C_4(2\xi\sqrt{x}\varphi_3 + 2\varphi_4')] + \frac{dW_1}{dx};$$

$$\begin{aligned}M_x &= -D \frac{d^2W}{dx^2} = -\frac{E\delta^3}{48(1-\mu^2)}\sqrt{x}[C_1(4\xi^2\varphi_2'x - 8\xi\varphi_2\sqrt{x} + 8\varphi_1') - \\ &- C_2(4\xi^2\varphi_1'x - 8\xi\varphi_1\sqrt{x} + 8\varphi_2') + C_3(4\xi^2\varphi_4'x - 8\xi\varphi_4\sqrt{x} + 8\varphi_3') - \\ &- C_4(4\xi^2\varphi_3'x - 8\xi\varphi_3\sqrt{x} + 8\varphi_4')] - D \frac{d^2W_1}{dx^2};\end{aligned}\quad (5)$$

$$\begin{aligned}Q_x &= \frac{dM_x}{dx} = \frac{E\delta^3\xi^2\sqrt{x}}{24(1-\mu^2)}[C_1(2\xi\varphi_1\sqrt{x} + 2\varphi_2') + C_2(2\xi\varphi_2\sqrt{x} - 2\varphi_1') + \\ &+ C_3(2\xi\varphi_3\sqrt{x} + 2\varphi_4') + C_4(2\xi\varphi_4\sqrt{x} - 2\varphi_3')] - D \frac{d^3W_1}{dx^3}.\end{aligned}$$

Згинальним моментом $D \frac{d^2W_1}{dx^2} = p \frac{R^2\delta^2}{6(1-\mu^2)}$ нехтуємо через його

мале значення.

Постійні інтегрування визначаються з рівнянь (5) за наступних граничних умов

$$x = x_0, \quad W = 0, \quad W' = 0;$$

$$x = x_0 + (R_2 - R_1), \quad M_x = 0, \quad Q_x = 0.$$

Так як стінку змінної товщини доцільно застосовувати на дисках, то параметр $2\xi\sqrt{x} \geq 6$ і значення функції φ_i , а також значення похідних визначаються з наступних наближених виразів

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= \frac{1}{\sqrt{2\pi\varepsilon}}(R_2 - R_1)^{\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}}} \cos\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{8}\right), \quad \varphi_1' = \frac{1}{\sqrt{2\pi\varepsilon}}(R_2 - R_1)^{\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}}} \cos\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}} + \frac{\pi}{8}\right), \\ \varphi_2 &= -\frac{1}{\sqrt{2\pi\varepsilon}}(R_2 - R_1)^{\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}}} \sin\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{8}\right), \quad \varphi_2' = -\frac{1}{\sqrt{2\pi\varepsilon}}(R_2 - R_1)^{\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}}} \sin\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}} + \frac{\pi}{8}\right),\end{aligned}\quad (6)$$

$$\varphi_3 = \sqrt{\frac{2}{\pi\varepsilon}}(R_2 - R_1)^{-\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}}} \sin\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}} + \frac{\pi}{8}\right), \quad \varphi_3' = -\sqrt{\frac{2}{\pi\varepsilon}}(R_2 - R_1)^{-\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}}} \sin\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{8}\right),$$

$$\varphi_4 = -\sqrt{\frac{2}{\pi\varepsilon}}(R_2 - R_1)^{-\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}}} \cos\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}} + \frac{\pi}{8}\right), \quad \varphi_4' = \sqrt{\frac{2}{\pi\varepsilon}}(R_2 - R_1)^{-\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}}} \cos\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{8}\right),$$

де $\varepsilon = 2\xi\sqrt{x}$.

Постійні інтегрування визначаємо з (5), використовуючи (6) і граничні умови, а також маючи на увазі, що

$$\left. \frac{dW_1}{dx} \right|_{x=x_0} = \frac{pR^2}{E\delta x_0^2};$$

$$C_1 = \frac{pR^2}{E\delta\sqrt{x_0}} \frac{\sqrt{2\pi\varepsilon_0}(R_2 - R_1)^{-\frac{\varepsilon_0}{\sqrt{2}}} \cos\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{8}\right)}{\cos\frac{\pi}{4}};$$

$$C_2 = \frac{pR^2}{E\delta\sqrt{x_0}} \frac{\sqrt{2\pi\varepsilon_0}(R_2 - R_1)^{-\frac{\varepsilon_0}{\sqrt{2}}} \sin\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{8}\right)}{\cos\frac{\pi}{4}}; \quad C_3 = C_4 = 0,$$

де $\varepsilon_0 = 2\xi\sqrt{x_0}$.

Підставляючи значення постійних інтегрування до рівняння деформацій після відповідних перетворень отримаємо закон розподілу осьових деформацій за товщиною диска з лінійним та змінним законом

$$W_x = -\frac{pR^2}{E\delta x} + \frac{pR^2}{E\delta\sqrt{x \cdot x_0}} 4\sqrt{\frac{x_0}{x}} \sqrt{2}(R_2 - R_1)^{-\frac{\varepsilon - \varepsilon_0}{\sqrt{2}}} \cos\left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_0}{\sqrt{2}} + \frac{\pi}{4}\right). \quad (7)$$

Крім визначення величини осьової деформації в будь-якому поперечному перерізі диска вираз (7) дозволяє підібрати оптимальне значення кута δ . Товщина стінки в защемленні h_{min} визначається за умов міцності частини оболонки в цьому перерізі при дії рівномірно розподіленого осьового навантаження.

На рис. 2 а наведені графіки осьової деформації диска з товщиною стінки, що лінійно змінюється, на поясі тертя.

Аналіз графічних залежностей показує, що уникнути впливу силових факторів, що виникають у поєднанні пар тертя дисково-колодкового гальма на розподіл осьових деформацій по радіусу диска не вдається.

Деформації вільного краю диска та перерізів, близьких до нього, можуть бути знижені порівняно з деформаціями вільного краю з постійною товщиною стінки (рис. 2 б).

Встановлено, що при зростанні кута спостерігається зниження деформацій зовнішнього затисненого краю та перерізів частини диска, близьких до внутрішнього затискання, при деякому підвищенні

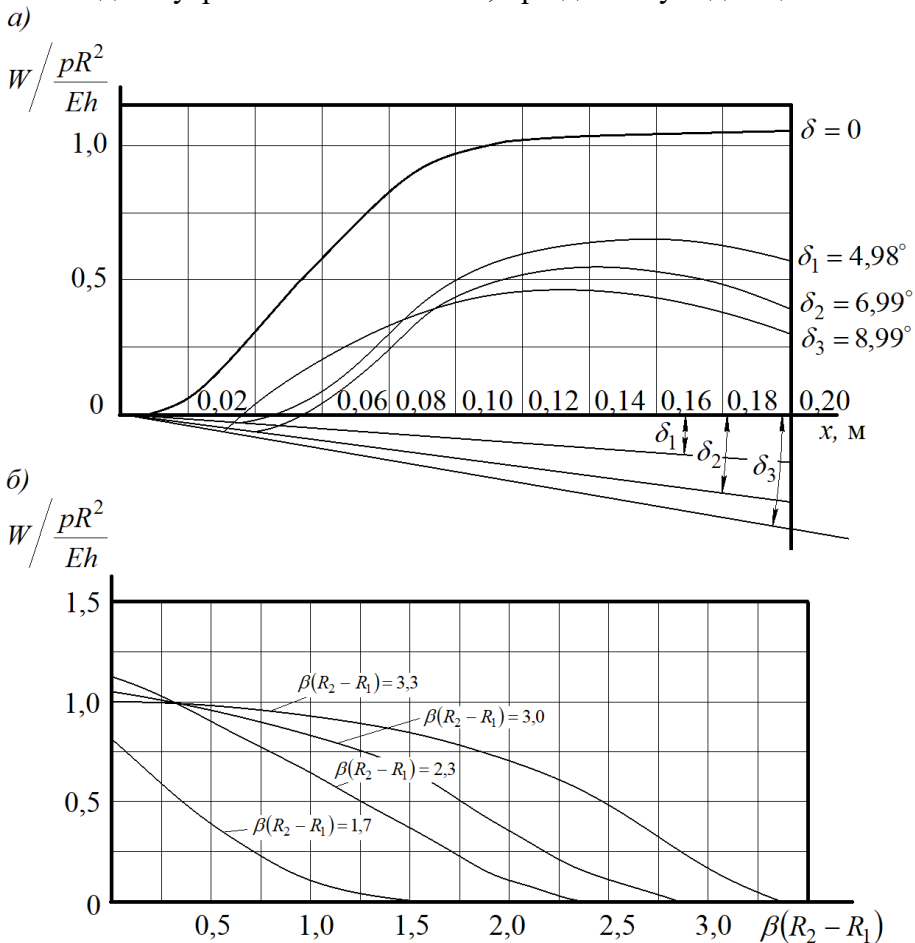


Рисунок 2 а , б – Залежності осьових деформацій диска від параметра δ і $\beta(R_2 - R_1)$ зі змінною (а) та постійною (б) товщиною стінки

деформацій у перерізах, що знаходяться на відстані $(R_2 - R_1)/5$ від зовнішнього затисненого краю частини диска. Наприклад, при $\delta = 8,99^\circ$ деформації перерізів на відстані $(R_2 - R_1)/3$ від внутрішнього защемлення диска в 4,0 рази менше, ніж у диска з постійною товщиною стінки. У перерізах диска з відривом $(R_2 - R_1)/5$ від зовнішнього защемленого краю деформації становлять при кутах $\delta = 4,98^\circ$; $6,99^\circ$ та $8,99^\circ$, відповідно, 94,5; 96,8 та 118,8% від деформацій зовнішнього защемленого краю диска. Також розподіл деформацій по радіусу диска з товщиною стінки, що лінійно змінюється, зумовить підвищений знос в зоні внутрішньої і зовнішньої кромки фрикційних накладок.

Отже, найбільш раціональними за умовами працездатності гальма є кути $\delta = 4,98^\circ \dots 8,99^\circ$, що визначають зміну товщини стінки по радіусу

диска. Підбором величини кута можна регулювати в певних межах не тільки величини механічних деформацій диска, але і характер їх розподілу по радіусу.

Вирішення системи рівнянь дозволяє обчислити деформації в поясі тертя диска при обертанні. Порівняння отриманих деформацій по безмоментній теорії приводить до висновку, що в тонких оболонках вони мало відрізняються. Отже, вважатиметься, що безмоментна теорія дає задовільні результати, якщо граничні умови є безмоментними, тобто не забезпечують краям оболонки вільні переміщення у бік нормалі до поверхні.

Розглянемо деформаційний стан пояса тертя при гальмуванні, який закріплений від зміщення в напрямку нормалі до поверхні. У закріпленні такої оболонки виникають реакції, що викликають деформаційний стан, пов'язаний з вигином, і швидко загасає при віддаленні від краю. Такий деформаційний стан, що швидко загасає, носить назву крайового ефекту.

Запобігання тріщиноутворенню в металевих фрикційних елементах гальм. У зв'язку з тим, що температурно-динамічний вплив відображає характер природної та якісної зміни темпів нагрівання та охолодження та поверхнево-об'ємної температури на різній глибині поверхневих шарів пар тертя, то цю обставину можна використовувати для дослідження впливу інтенсивності охолодження на кінетику та динаміку теплового процесу.

На підставі вивчення довговічності матеріалу пар тертя з'ясувалося, що теплове та зовнішнє навантаження, прикладені до металевих елементів, викликають еквівалентні напруження міжатомних зв'язків, які через гетерогенність тертя при фрикційній взаємодії мають локальний характер. Саме, у фактичних плямах дотику локальних перенапружень найбільш інтенсивно йдуть термофлуктуаційні процеси розриву напружених зв'язків, які призводять до руйнування твердого тіла. Встановлюючи залежність довговічності матеріалу від його температури (рис. 3), динамічна концепція міцності стверджує, що тепловий рух, характеристикою якого є температура, відіграє істотну роль у руйнуванні твердого тіла. Це виявляється корисним при побудові різних схем розрахунку залишкових мікронапружень, без знання яких неможливо дати повну картину стану поверхневого шару матеріалу, що працює в умовах повторно-короткочасного режиму гальмування. Пропонуються можливі шляхи зменшення теплового тріщиноутворення у трибоспряженнях (рис. 4).

Для запобігання тріщиноутворенню металевих фрикційних елементів гальмівних пристроїв на стадії проектування необхідно встановити значення динамічних і теплових навантажень, що регламентуються. При цьому також врахувати граничний рівень дефектності робочої поверхні металевих елементів, при яких

зберігається достатній запас міцності, а також визначити оптимальний матеріал з його гарантованим ресурсом.

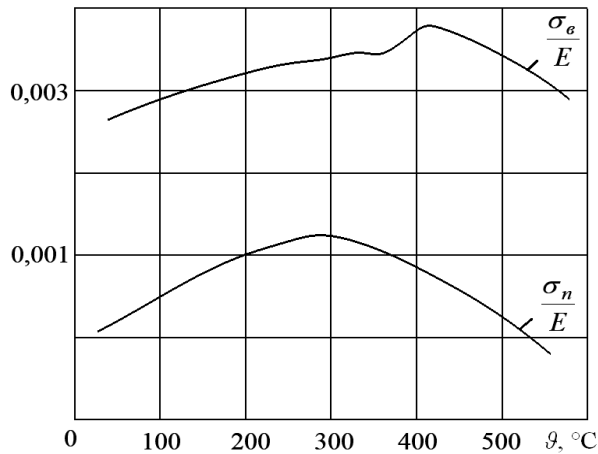


Рисунок 3 – Ефект впливу поверхнево-об'ємної температури на відносний коефіцієнт параметра матеріалу металевого фрикційного елемента; σ_n і σ_v – поверхневий та приповерхневий шари; E – модуль пружності



Рисунок 4 - Способи підвищення працездатності для запобігання тріщиноутворенню в парах тертя гальм

Обговорення результатів. Дослідно-конструкторські розробки та їх експериментальні дослідження стосовно металевих фрикційних елементів гальмівних пристроїв дозволили встановити наступне:

- виконання гальмівного диска зі змінною товщиною робочої частини стінки призвели до виникнення на поясі тертя негативного градієнта температури по глибині і тим самим інтенсифікувало передачу теплоти теплопровідністю в тіло диска;

- аналітичним шляхом за допомогою безмоментної теорії оболонки визначено осьові деформації пояса тертя диска за співвідношенням його конструктивних параметрів з урахуванням кутів конусності;

- деформаційний стан пояса тертя при гальмуванні в защемленій частині диска від зміщення в напрямку нормаль до поверхні виникають реакції, що викликають деформаційний стан, пов'язаний з вигином, і швидко затухає при віддаленні від краю;

- запропоновані способи підвищення працездатності для запобігання тріщиноутворення в парах тертя гальм.

Висновки. Таким чином, розроблено однодискове гальмо та досліджено його деформований стан, що дозволило покращити його працездатність.

Список використаних джерел

1. Алиев А.М. Повышение энергоемкости фрикционных тормозов для спуско-подъемных операций / А.М. Алиев // Вестник Азербайджанской инженерной академии. т.10, №4. 2018. – С. 17-22.

2. Чуфус В. С. Інтенсифікація охолодження фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок для підвищення їх ефективності: дис. ... канд. техн. наук: 131 - прикладна механіка / Чуфус Василь Михайлович. Івано-Франківськ. 2021. 233с.

3. Volchenko, N.; Volchenko, A.; Volchenko, D.; Polyakov, P.; Malyk, V.; Zhuravlev, D.; Vytvytskyi, V.; Krasin., P. Features of the Estimation Jf the Intensity of Heat Exchange in Self-Ventilated Disk-Shoe Brakes of Vehicles. East. Eur. J. Enterp. Technol. 2019, 1, 47–53.

4. Afzal, A.; Abdul Mujeebu, M. Thermo-Mechanical and Structural Performances of Automobile Disc Brakes: A Review of Numerical and Experimental Studies. Arch. Comput. Methods Eng. 2019, 26, 1489–1513. [CrossRef]

5. Дисковые и дисково-колодочные тормоза в машиностроении / А. Х. Джанахмедов, Д.А. Вольченко, Н.А. Вольченко [и др.] Том 2. Баку: «APOSTROFF-A», 2021. – 392с.

6. Kindrachuk, M.; Volchenko, D.; Fidrovskaya, N.; Dukhota, A.; Zhuravlev, D.; Ostashuk, M.; Porokhovskiy, Y.; Kharchenko, V. (2023) Wear-friction properties of friction pairs in disc-pad brakes. East.-Europ.

Journ. of Enterp. Technol. 4(12(124)): 56-61.

7. Balitskii A., Kindrachuk M., Volchenko D., Karol F. Abramek, Balitskii O., Skrypnyk V., Zhuravlev D., Bekish I., Ostashuk M., Kolesnikov V. Hydrogen Containing Nanofluids in the Spark Engine's Cylinder Head Cooling System. *Energies* 15, 59, 1 – 21. (2022).

8. Electrochemistry with double electrical layers in frictional interaction metal-polymer tribolink / N.A. Volchenko, A.V. Voznyi, P.S. Krasin, D.A. Volchenko / IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2018, 327(3), 032059

9. Energy Levels of Different Types of Contacts of Microirregularities of Friction Couples / M.V. Kindrachuk, A.I. Vol'chenko, D.A. Vol'chenko, A.V. Voznyi, V.S. Skrypnyk // *Materials Materials Science*, Vol. 54, Issue 6, 2019

10. Kernytskyy, I.; Volchenko , A.; Szlachetka, O.; Horbay O.; Skrypnyk, V.; Zhuravlev, D.; Bolonnyi, V.; Yankiv, V.; Humenuyk, R.; Polyansky, P.; Le'sniewska A.; Walasek, D.; Koda, E. Complex Heat Exchange in Friction Steam of Brakes. *Energies* 2022, 15, 7412, 1 – 11.

IMPROVING THE PERFORMANCE OF BRAKE FRICTION PAIRS

¹Volchenko O. I., ²Vudvud O. M., ¹Voznyi A. V., ¹Semenii O. M., ¹Snurnikov V. I.

¹ Kharkiv National Automobile and Highway University

² National University "Odesa Polytechnic"

Abstract. *In the course of research and development and experimental studies aimed at studying the operation of metal friction elements of brake devices, important results were obtained. In particular, it was found that the design of a brake disc with different thicknesses of its working wall contributes to the formation of a negative temperature gradient in depth on the friction belt. This, in turn, significantly activates the process of heat transfer to the bulk of the disc due to better thermal conductivity. In addition, the application of the momentumless shell theory made it possible to analytically determine the axial deformations of the friction belt under various design parameters and taking into account the influence of taper angles. During braking, reactions occur in the clamped part of the disk that affect the deformation state of the friction belt, causing local bends and stresses that rapidly decrease with distance from the disk edge. As a result of the research, new methods have been developed to increase the reliability and durability of friction pairs, in particular by preventing the formation of cracks during the operation of brake systems.*

As part of further research, the analysis of thermal and mechanical processes accompanying the operation of variable thickness discs was in-

depth. It was found that such a design achieves optimal heat distribution and reduces the risk of thermal destruction of the surface layer, which is especially important for heavily loaded brake systems. Additionally, analytical models have been refined that take into account not only the geometric characteristics of the disc but also the effect of dynamic loads during braking. The experiments have confirmed the validity of theoretical calculations and indicated the need for further improvement of friction element designs to achieve better performance. The proposed measures and technical solutions are aimed at improving the performance of braking systems and minimizing the likelihood of cracks in the contact zones, which increases their safety and efficiency in various operating modes.

Keywords: *brake device, friction pairs, metal friction element, performance, crack formation.*