

УДК 521.5

DOI: 10.18372/0370-2197.4(105).19391

М.В. КИНДРАЧУК¹, Д. О. ВОЛЬЧЕНКО², Д. Ю. ЖУРАВЛЬОВ^{2,3}, О. М. ВУДВУД⁴,
А. В. ВОЗНИЙ^{2,3}, В. Я. ВАСИЛИШИН², В. В. ХАРЧЕНКО¹, Н. В. ТКАЧЕНКО¹

¹ Національний авіаційний університет, м. Київ, Україна

² Івано-Франківський національний технічний університет нафти та газу, м. Івано-Франківськ, Україна

³ Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

⁴ Національний університет «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна

СИСТЕМАТИЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИСКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ

Виконані дослідження з конструкції багато- і однодискових гальмівних пристроїв з їх фрикційними елементами, а також проведено визначення основних конструктивних і експлуатаційних параметрів при локальній фрикційній взаємодії пар тертя дозволили отримати наступне: здійснити систематизацію, подавши її у вигляді графічного малюнка з видами охолодження; уточнити термінологію, що стосується імпульсного нормального зусилля і питомого навантаження, що діють на мікроставулах пар тертя; рекомендувати користуватися термінологією середній гальмівний момент пар тертя, оскільки за його визначення фігурує у залежності середній радіус пояса тертя диска; визначення фактичної площі контакту представляти як суму локальних контактів мікроставулів пар тертя; виділено роль впливу градієнтів поверхнево-об'ємної температури на деформації, еквівалентні напруження з урахуванням способів їх ефективного зниження.

Ключові слова: систематизація, багато- та однодискові гальма, пари тертя, конструкції, основні конструктивні та експлуатаційні параметри.

Вступ. Сучасний розвиток високоякісних багато- та однодискових гальмівних пристроїв, що застосовуються в машинобудуванні, виходячи з умов конкурентоспроможності на міжнародному ринку може забезпечити лише високий рівень розрахунково-конструкторських, розрахунково-експериментальних і технологічних рішень, які перевіряються на різних етапах створення перелічених вище гальм.

Підвищення інтенсивності експлуатації гальмівних пристроїв у механізмах, агрегатах та машинах викликає необхідність всебічного вивчення динамічних та теплових процесів у вузлах тертя гальм та уточнення методів їх розрахунку. Це, в першу чергу, відноситься до гальмівних пристроїв, ефективність гальмування яких забезпечує підвищення продуктивності праці. Остання значною мірою залежить від конструкторських розробок енергоємних та ефективних гальмівних пристроїв, які необхідно виконувати на основі системного підходу до конструктивних та експлуатаційних параметрів багато- та однодискових гальмівних пристроїв.

Аналіз літературних джерел та стан проблеми. Розробці дисково-колодкового гальма для швидкісного залізничного транспорту присвячено роботу [1]. У ній вирішувалося питання підвищення тягового та моторо-вагонного складу за збереження високого рівня безпеки. Однак нічого не було сказано про середній радіус пояса тертя диска і його зв'язок з гальмівним моментом, що розвивається.

Дискові та дисково-колодкові гальма в машинобудуванні розглянуті у роботі [2]. Приділено увагу малогабаритним гальмам транспортних засобів та габаритним гальмам шахтних підйомних машин. При цьому була проведена систематизація дискових і дисково-колодочних гальм та його пар тертя.

Засоби підвищення ефективності вимушеного повітряного охолодження дисково-колодкових гальм транспортних засобів розглянуто у роботі [3]. Застосовувалися для охолодження різного роду турбулізатори повітряних потоків, спрямовані на пояси тертя дисків. Ефективність такого охолодження становила у середньому 6,0%.

Використання різноманітних теплоносіїв, і навіть ефектів стосовно пар тертя барабанно- і стрічково-колодкових гальм присвячена робота [4]. Однак у ній було сказано про систематизації видів охолодження.

Охолодженню бортової апаратури авіаційної техніки присвячено робота [5]. В останній приділено увагу способам охолодження серед яких виділено рідинне охолодження з вільною конвекцією від зони блоків касетної конструкції та не були розглянуті інші види охолодження.

У роботі [6 - 9] представлені конструкції дискових гальм, що застосовуються в машинобудуванні та розрахунок їх фрикційних вузлів. При цьому не було приділено увагу різним видам охолодження пар тертя.

Мета роботи – здійснити системний підхід до вибору основних конструктивних параметрів дискових гальмівних пристроїв та розрахунку динамічних та теплових параметрів їх елементів з урахуванням видів охолодження.

Особливості конструкцій та розрахунку дискових гальм. У гальмах з осьовим натисканням гальмівний момент створюється силою, що діє вздовж осі гальмівного валу. До них відносяться дисково-колодкові гальма, в яких поверхнями тертя є пояси тертя диска.

Дискові гальма поділяють на однодискові; багатодискові без та з підсиленням; автоматичні, що замикаються під дією ваги транспортованого вантажу, (вантажопорні); дисково-колодкові. За компонуванням в агрегаті, механізмі або установці дискові гальма бувають вбудованими в їх будівельні об'єми або виконаними у вигляді окремого блоку.

В якості приводів багатодискових гальм без підсилення найчастіше використовують електромагніти і гідроциліндри, рідше - пневмоциліндри.

Внаслідок своїх особливостей дисково-колодкові гальма знайшли широке застосування в електродвигунах, телях, механізмах повороту екскаваторів та кранів, мотор-колесах самохідних установок, ковальсько-пресовому устаткуванні, шасі літаків, а також у лебідках бурових установок.

До переваг дискових гальм відносяться:

- велика енергоємність (відоме багатодискове гальмо авіаційного колеса з енергією разового гальмування 33×10^6 Дж; питома енергоємність багатодискових гальм авіаційних коліс складає $(17 - 25) 10^4$ Дж на один кг маси гальма, а для багатофрикційного гальма бурової лебідки, відповідно, $69 \cdot 10^6$ Дж і $43 \cdot 10^4$ Дж на один кг);

- великі гальмівні моменти при порівняно невеликих розмірах гальмівного диска (за рахунок збільшення кількості пар тертя; наприклад, вбудоване в авіаційне колесо багатодискове гальмо із зовнішнім діаметром дисків 548 мм може розвивати гальмівний момент, рівний 40650 Н·м; дисково-колодкові гальма бурової лебідки при бурінні на глибину 5000 м - 168800 Нм);

- великі ваги, що припадають на одиницю площі робочої поверхні накладки гальма (від $1,8 \text{ Н/мм}^2$ до 1728 Н/мм^2);
- незалежність гальмівного моменту від напрямку обертання гальмового валу;
- стабільність роботи – практично лінійна залежність гальмівного моменту від динамічного коефіцієнта тертя та середнього радіусу пояса тертя диска;
- велика сумарна площа локальних ділянок поверхні тертя (одержувана шляхом збільшення кількості поверхонь від 2-ух до 16-ти, що дозволяє зменшити необхідні імпульсні питомі навантаження між парами пар тертя і, таким чином, підвищити їх довговічність);
- врівноваженість фрикційного вузла так як осьові сили можуть бути замкнуті всередині його і не сприйматися валом, гальмівним валом і підшипниками;
- тертя по площині, що забезпечують квазірівномірний розподіл імпульсних питомих навантажень по всіх поверхнях тертя, а отже, і більш квазірівномірне зношування, ніж при терті по циліндричній поверхні;
- незначна зміна площі фактичного контакту фрикційної накладки при збільшенні розмірів елементів тертя (в основному в осьовому напрямку) внаслідок нагрівання в процесі експлуатації;
- конструктивний захист пар тертя гальма від пилу, бруду; забезпечення герметизації у стаціонарних умовах.

Однак через погіршення умов відведення теплоти з поверхонь тертя дисково-колодкові гальма нагріваються до більш високої поверхнево-об'ємної температури порівняно з температурою барабанно-колодкових та стрічково-колодкових гальм, що в деяких випадках вимагає використання спеціальних фрикційних матеріалів, які витримують високі поверхнево-об'ємні температури без зниження зносо-фрикційних (експлуатаційних характеристик або застосування примусового охолодження, що покращують тепловідведення від поясів тертя дисків).

Для підвищення працездатності з'єднання гальмівного диска з гальмівним валом на останній насаджують шліцеву втулку 3 (рис. 1 д), а диск 1 закріплюють заклепками або болтами на перехідному кільці 2, виготовленому зі сталі і підданому термообробці. У цьому випадку тиск у шліцевому з'єднанні зменшується, оскільки збільшуються середній радіус шліців та ширина опорної поверхні.

Осьовий зазор між поверхнями тертя розімкнутого гальма повинен бути не менше 0,5 мм у гальмах з накладками із азбофрикційного матеріалу. Переміщення кожної фрикційної накладки з металевою підкладкою складається з наведеного осьового зазору, що забезпечує можливість теплового розширення фрикційних матеріалів вузла тертя та їх деформації під навантаженням [при азбофрикційних матеріалах, що мають модуль пружності $(2,5 - 4,5) \cdot 10^2 \text{ МПа}$, і товщині накладки до 10 мм деформація не перевищує $(0,04 - 0,10 \text{ мм})$ та допустимого зносу фрикційного матеріалу за період між регулюваннями гальма]. Необхідний гальмівний момент у багатодискових гальмах (рис. 1 ж) виникає під дією сили N притискання дисків 11, зафіксованих від обертального руху в корпусі 2 до дисків 10, що обертаються разом з гальмівним валом 13. Ця сила створюється пружиною або зусиллям людини і передається через важільну, гідравлічну або пневматичну систему.

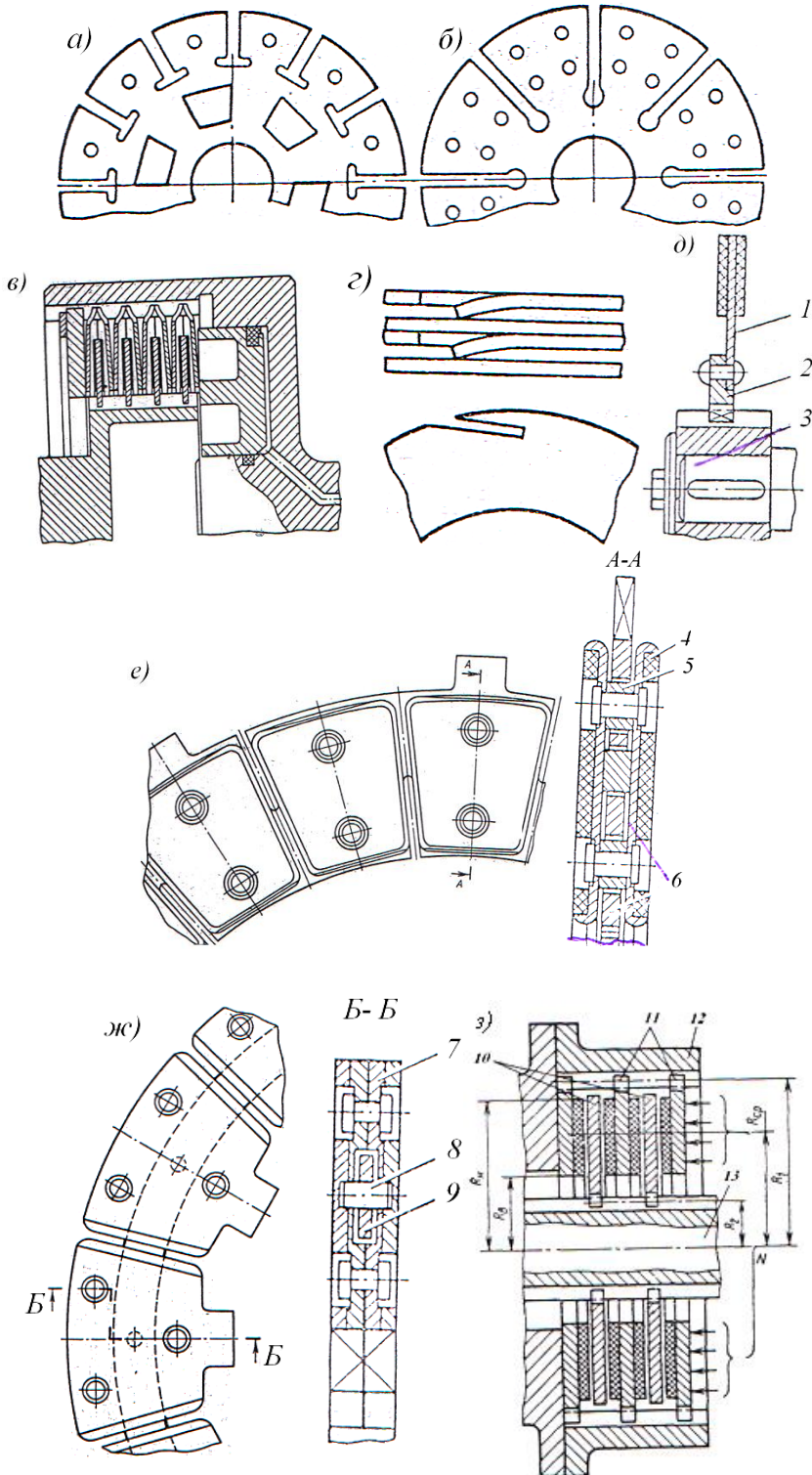


Рис. 1 а, б, в, г, д, е, ж, з. Гальмівні диски та багатодискове гальмо: а – з радіальними та тангенційними прорізами; б – з радіальними прорізами; в – увігнуті; г – з відігнутим пружним краєм; д – з'єднані з валом через шлицеву втулку; е – секційний на каркасі; ж –

секційний на кільці; 3 – багатодискове гальмо: 1 – гальмівний диск; 2 – шліцева втулка; 3, 13 – гальмівні вали; 4 – фрикційні накладки; 5, 7 – каркаси; 6, 9 – різні диски; 8 – вісь; 10, 11 – рухомі та нерухомі диски; 12 – корпус

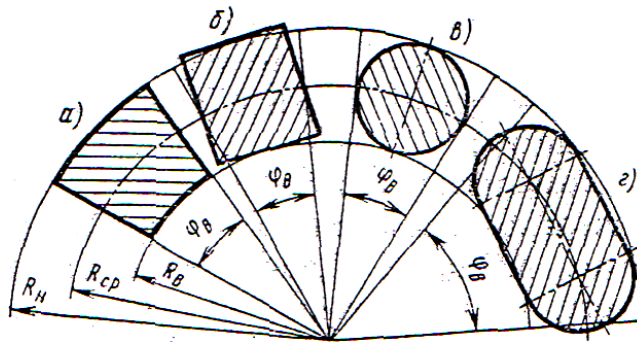


Рис. 2. Форми фрикційних накладок: а – кільцевий сектор; б – прямокутний сектор; в – кругла вставка; з – овальна вставка

Середній радіус $R_{сп}$ поясів тертя дисків вибирають мінімально можливим з умов компонування гальма. Зовнішній радіус $R_{н}$ під час роботи гальма приймають рівним (1,25 – 2,5) $R_{в}$, причому задля забезпечення фрикційної взаємодії різниця $R_{н} - R_{в}$ має бути трохи більше 60 мм. У вітчизняних багатодискових гальмах авіаційних коліс відносна ширина дисків (відношення ширини кільця $R_{н} - R_{в}$ до середнього радіуса $R_{сп}$) знаходиться в межах 0,15 - 0,3, тобто дорівнює динамічному коефіцієнту взаємного перекриття однієї пари тертя.

При більш широких дисках спостерігається локальний нерівномірний контакт при фрикційній взаємодії пар тертя і збільшується нерівномірність нагрівання, що призводить до короблення диска. Диски, які зазнають імпульсних питомих навантажень від 5,0 до 10,0 МПа, та товщини накладок до 10 мм деформація не перевищує 0,04 – 0,10 мм та допустимого зносу фрикційного матеріалу за період між регулюваннями гальма.

При експлуатації гальма металеві диски нагріваються нерівномірно як по поверхні пояса тертя так і його товщині, внаслідок чого виникають поверхнево-об'ємні температурні градієнти, викликаючи теплові деформації, і як наслідок, короблення диска. Вплив короблення на елементарні ділянки фрикційного вузла, а також на якість його фрикційної взаємодії знижуються такими способами:

- застосуванням фрикційних накладок з меншою твердістю, які краще пристосовуються до мікро- і макронерівності поясу тертя диска, забезпечуючи велику сумарну локальну площу контакту; при цьому теплові потоки обмежені зоною фрикційної взаємодії;

- зменшенням ширини ($R_{н} - R_{в}$) кільця пояса тертя диска;

- виконанням у диску наскрізних радіально розташованих пазів (рис. 1 а), які є компенсаторами його теплових деформацій, і як наслідок, сприяють зменшенню короблення диска;

- забезпеченням свободи переміщення диска щодо його накладок в осьовому напрямку; так, у гальмах авіаційних коліс, де поверхнево-об'ємна температура дисків при гальмуванні перевищує 1000 °С, кріплення секторів із

порошкових матеріалів 4 (рис. 1 е) та біметалевих 7 (рис. 1 ж) на каркасі (див. рис. 1 е) та кільце (див. рис. 1 ж) за допомогою втулок 5 та осей 8 забезпечує вільне осьове переміщення кільця і каркаса при замкнутому гальмі і, таким чином, виключає вплив їх температурних деформацій на площу контакту спряжених пар тертя.

Для кращого розмикання тонкі сталеві диски іноді роблять трохи увігнутими (рис. 1 в). При прикладанні осьового зусилля N вони притискаються одна до одної площею поверхні. При знятті зусилля N завдяки пружній дії увігнутих дисків вони розмикаються, зберігаючи фрикційну взаємодію по колу. У товстих дисках (товщиною більше 2 мм) з тією ж метою відгинають виконані кінці, використовуючи для розмикання дисків їхню пружну властивість (рис. 1 з). Підвищення пружності диска забезпечує більш плавне наростання зусилля притискання дисків та зміна гальмівного моменту, що сприятливо позначається на працездатності фрикційних вузлів.

У проектних розрахунках гальмівний момент дискового гальма визначається за формулою

$$M_{\Gamma} = N/R_{\text{cp}}z,$$

де N – осьове зусилля; R_{cp} – радіус дії сили тертя, еквівалентний елементарним силам тертя на локальній площі контакту фрикційної пари; z – число пар тертя.

Розрахункове значення еквівалентного радіусу тертя R_{cp} залежить від закону розподілів імпульсних питомих навантажень по кільцю тертя, який визначається в основному жорсткістю елементів фрикційної пари та способом прикладання імпульсного зусилля N . При рівномірному розподілі імпульсного питомих навантажень по всій локальній площі тертя ($p = \text{const}$)

$$R_{\text{cp}} = (2/3)(R_{\text{H}}^3 - R_{\text{B}}^3) / (R_{\text{H}}^2 - R_{\text{B}}^2).$$

При рівномірному зношуванні поверхонь тертя, що можливо, якщо добуток імпульсного питомих навантажень на локальних ділянках поверхні тертя на швидкість ковзання досягає квазіпостійності ($pv = \text{const}$),

$$R_{\text{cp}} = (R_{\text{H}} + R_{\text{B}})/2. \quad (1)$$

Середнє імпульсне питоме навантаження пояса тертя дисків дорівнює

$$p = N / [\pi (R_{\text{H}}^2 - R_{\text{B}}^2)] \leq [p],$$

де $[p]$ – імпульсне питоме навантаження.

Загальний середній гальмівний момент з урахуванням впливу втрат у притискному пристрої накладок гальма дорівнює

$$M_{\Gamma} = N/R_{\text{cp}}zK_z. \quad (2)$$

Коефіцієнт зменшення притискного зусилля

$$K_z = \frac{1}{1 + f_1 R_{\text{cp}} \left(\frac{R_1 + R_2}{2R_1 R_2} \right) (z + 1)},$$

де $f_1 = 0,1 \div 0,18$ – коефіцієнт тертя у напрямних; R_1 и R_2 – радіуси напрямних (рис. 1).

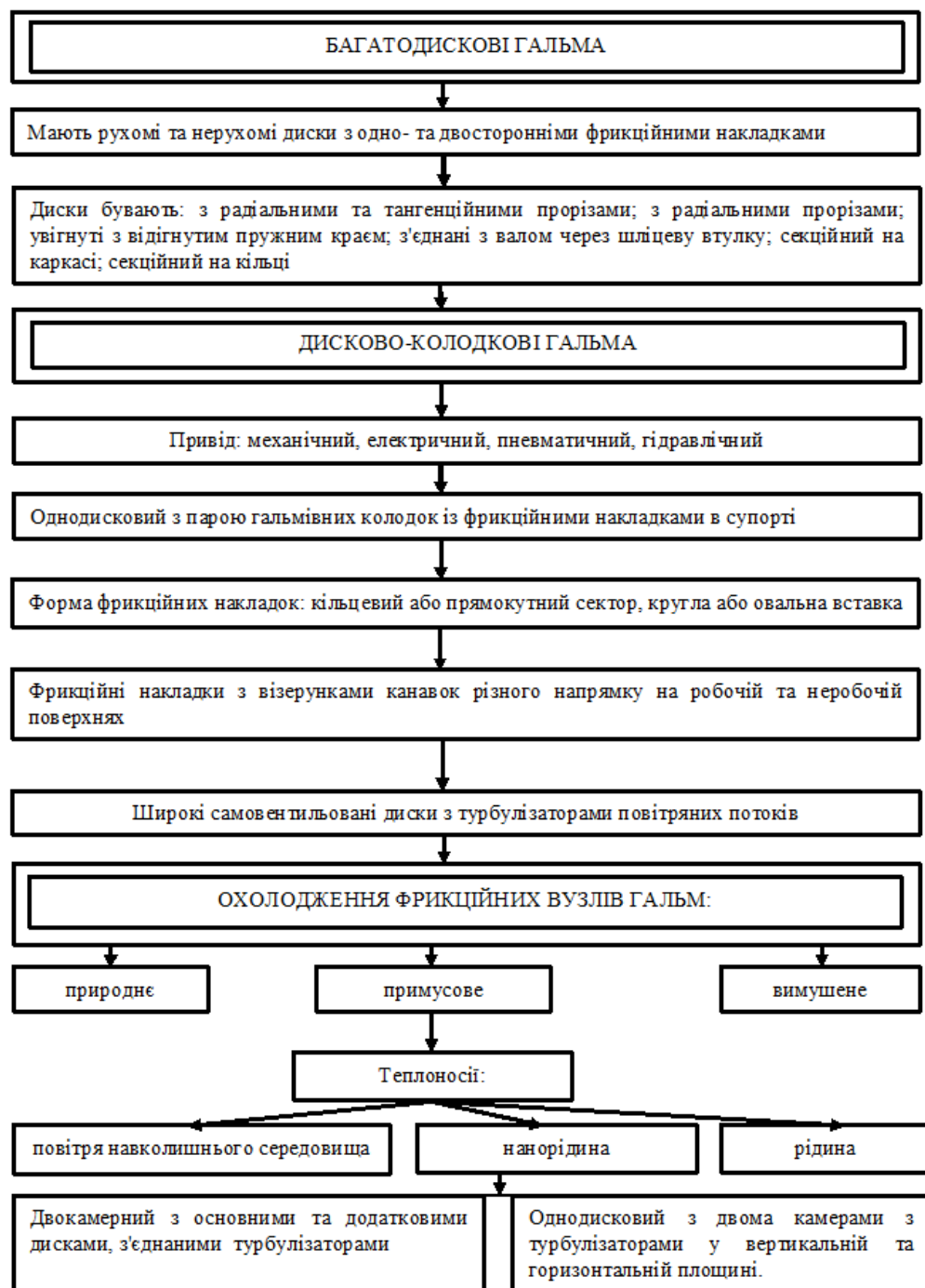


Рис. 3. Конструкції дискових та дисково-колодкових гальм та їх елементів з охолодженням, що використовуються в техніці

Через відмінність швидкостей ковзання окремих локальних ділянок поверхні тертя, розташованих на різній відстані від осі обертання, і через різні форми виконання фрикційних накладок (вставок) (див. рис. 2) визначення середнього гальмівного моменту по середньому радіусу тертя R_{cp} може

привести до деяких похибок. З урахуванням форми накладок та відстаней їх від осі обертання середній гальмівний момент дисково-колодкового гальма визначають за формулою:

$$M_{\Gamma} = fpA_{\text{в}}mR_{\text{ср}},$$

де $A_{\text{в}}$ – площі тертя накладок із двох взаємодіючих сторін; m – кількість парних накладок дисків, $R_{\text{еф}} = R_{\text{ср}}\alpha/\beta$; тут $R_{\text{ср}}$ для накладок усіх форм знаходять за формулою $R_{\text{ср}} = (R_1+R_2)/2$; α – коефіцієнт, що залежить від відношення $\rho = R_{\text{в}}/R_{\text{н}}$:

Таблиця 1

Конструктивні параметри фрикційних накладок

ρ	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
$\alpha, ^\circ$	1,133	1,223	1,148	1,097	1,062	1,037	1,021	1,01
$\varphi_{\text{в}}, ^\circ$	10	20	40	50	60	70	80	90
β	0,999	0,995	0,98	0,968	0,953	0,936	0,915	0,891

β – коефіцієнт, що залежить від центрального кута $\varphi_{\text{в}}$ (див. рис. 2):

При розрахунку гальма з фрикційним елементом у вигляді кільця приймають: $\alpha = 1$; $\beta = 1$; $m = 1$ та $A_{\text{в}}$ – площі поверхні кільця з двох сторін.

Особливості конструкції дискових гальм та їх вузлів дозволяє поставити у систематизованому вигляді на рис. 3.

Матеріали дисків гальм. Найчастіше гальмівні диски виготовляють з чавуну (марок СЧ 20, Ch 190). Популярність цього матеріалу пояснюється хорошими фрикційними властивостями і невисокою вартістю виробу. Разом із цими перевагами, чавун має низку істотних недоліків, які обмежують його використання в деяких типах транспортних засобів – спортивних машинах та мотоциклах. При аперіодичних інтенсивних гальмуваннях, що викликають значне підвищення температури (400 °С і вище), можливе короблення диска, а якщо на його перегріту в таких режимах поверхню потрапляє вода, наприклад, з калюжі, чавунний диск покривається низкою тріщин і іноді навіть розсипається. Крім того, такі диски дуже важкі, і після тривалих стоянок пояс тертя покривається кіркою іржі. Щоб уникнути цих недоліків, диски, переважно мотоциклетні і значно рідше автомобільні, почали робити з легованих сталей (марок 55Г - 65Г, 40X13, 08X18H10, Т304). Більш слабкі фрикційні властивості цього матеріалу компенсували збільшенням діаметра дисків та їхньої робочої поверхні. Для виготовлення цієї відповідальної деталі гальмівної системи і звичайну сталь, яка, як і легувана, не настільки чутлива до градієнтів поверхнево-об'ємних температур і має дещо гірші фрикційні властивості, ніж чавун.

При виготовленні гальмівного диска з карбону на основі карбиду кремнію (SiC) його вага на порядок нижча за металевий диск і при цьому динамічний коефіцієнт більший на величину 0,25 – 0,5, а робочий діапазон поверхнево-об'ємних температур у парах тертя становить більше 1000 °С. Основним недоліком карбону є те, що його необхідно розігрівати як мінімум до поверхневої температури 300 °С.

Керамічні матеріали (марок C/SiC) не мають такого великого динамічного коефіцієнта тертя як карбонові матеріали, але володіють цілим рядом переваг. У кераміці набагато більше можливостей, ніж у металу або різних композитів. Цей матеріал відрізняється відмінною стійкістю до високих температур,

високою стійкістю до корозії та зносу, невеликою питомою масою та високою міцністю. Керамічні гальмівні диски порівняно з аналогічними деталями із сірого чавуну легше на 50%. Вага, наприклад, керамічного гальмівного диска PORSHE 911 вдвічі легша за звичайний, значить, менше і безпружинні маси, а отже, і навантаження на підвіску. Зменшується і так званий гіроскопічний ефект, коли тіло, що обертається з великою швидкістю, опирається зміні напрямку обертання. Крім того, застосування кераміки дозволяє збільшити на 25% динамічний коефіцієнт тертя, а разом різко підвищити ефективність гальмування в гарячому стані пар тертя. Ще одна перевага – підвищення довговічності. Керамічні диски зазвичай не вимагають заміни протягом пробігу 300 000 км. На жаль, є й недоліки. По-перше, холодні керамічні диски мають недостатню ефективність ніж холодні гальмівні диски з металу. По-друге, кераміка погано працює за дуже низьких температур. По-третє, такі диски під час роботи створюють низькочастотні коливання пар тертя і, як наслідок, їх скрип. І, нарешті, по-четверте, ціна у них дуже велика.

Таким чином, при виборі матеріалів дисків гальм необхідно орієнтуватися не тільки на їх знософрикційні властивості в парах тертя, але і на собівартість.

Обговорення результатів. Виконання дослідження з конструкцій багата односторонніх гальмівних пристроїв з їх фрикційними елементами, а також розрахунок основних конструктивних та експлуатаційних параметрів при локальній фрикційній взаємодії пар тертя дозволили отримати таке:

- здійснити систематизацію, подавши її у вигляді графічного малюнка з видами охолодження;
- уточнити термінологію, що стосується імпульсного нормального зусилля та питомого навантаження, які діють на мікроставу пар тертя;
- рекомендувати користуватися термінологією середній гальмівний момент пар тертя, оскільки при його визначенні фігурує в залежності середній радіус пояса тертя диска;
- розрахунок фактичної площі контакту представляти як суму локальних контактів мікроставів пар тертя;
- виділено роль впливу градієнтів поверхнево-об'ємної температури на деформації, еквівалентні напруження з урахуванням способів їх ефективного зниження.

Висновки. Таким чином, здійснено системний підхід до вибору основних конструктивних параметрів дискових гальмівних пристроїв та розрахунку динамічних та теплових параметрів їх елементів з урахуванням видів охолодження.

Список літератури

1. Мошков А. А. Розробка дискового гальма для вітчизняного швидкісного залізничного транспорту/А.А. Мошков, Є.С. Силягін // Транспорт Російської Федерації, №. 2021. - С.62-66.
2. Дискові та дисково-колодкові гальма в машинобудуванні / А. Х. Джанахмедов, Д.А. Вольченко, Н.А. Вольченко [та ін.] Том 2. Баку: "APOSTROF-A", 2021. - 392с.
3. Дискові та дисково-колодкові гальма в машинобудуванні / А. Х. Джанахмедов, Д.А. Вовченко, Н.А. Вольченко, В.С. Скрипник [та ін] // Баку: «Apostrof-A». У 3-х томах. Том 1, 2020. – 376 с.

4. Барабанно-колодкові гальмівні пристрої / О.О. Петрик, А.І. Вольченко, Н. А. Вольченко, Д.А. Вольченко // Краснодар: Вид-во КДГУ, У 2-х томах. Том 1, 2006. - 264 с.

5. Глушицький І. В. Охолодження бортової апаратури авіаційної техніки / І.В. Глушицький // М.: Машинобудування, 1987. - 184.

6. Стоцький Л.Р. Основи теплоенергетики / Л. Р. Стоцький // Вид-во "Надра", 1968. - 188с.

7 Kernyskyy, 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. <https://doi.org/10.3390/en15197412>.

8. 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),

9. 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.

Стаття надійшла до редакції 15.11.2024 р.

Кіндрачук Мирослав Васильович – докт. техн. наук, член-кореспондент НАН України, професор кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів, Національного авіаційного університету, м. Київ Україна, nau12@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-0529-2466>

Вольченко Дмитро Олександрович – докт. техн. наук, професор кафедри видобування нафти і газу Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 72 71 41, моб. 050-373-82-42, E-mail: divo99@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-1565-749X>

Журавльов Дмитро Юрійович – канд. техн. наук, доцент кафедри технічної механіки, інженерної та комп'ютерної графіки Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76000, тел.: +38 0342 72 71 41, докторант кафедри будівельних і дорожніх машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, м. Харків, Україна, моб. 050- 950-04-18, E-mail: dmytro.2103@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-2045-9631>.

Вудвуд Олександр Миколайович - канд. техн. наук, доцент, зав. кафедри підйомно-транспортного та робототехнічного обладнання, Національний університет «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна, пр. Шевченка, 1, моб. 096-639-02-02, Email: alex.vudvud@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-4807-36314>.

Возний Андрій Володимирович – канд. техн. наук, доцент кафедри докторант кафедри будівельних і дорожніх машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, E-mail: andrii.voznyi@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0004-4938-1294>.

Василишин Віталій Ярославович – канд. техн. наук, доцент кафедри технічної механіки, інженерної та комп'ютерної графіки Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газа, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76000, тел.: +38 0342 72 71 41, моб. 095- 312-22-55, E-mail: vitalijulia@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-0367-1198>.

Харченко Володимир Володимирович – завідувач лабораторії кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національного авіаційного університету, проспект Любомира Гузара,1, м. Київ, Україна, 03058, +38(044)4067773, E-mail: nau12@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-6383-5337>

Ткаченко Наталія Василівна – завідувач лабораторії кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національного авіаційного університету.

*M. V. KINDRACHUK, D. O. VOLCHENKO, D. Yu. ZHURAVLOV, O. M. VUDVUD,
A. V. VOZNYI, V. Ya. VASYLYSHYN, V. V. KHARCHENKO, N. V. TKACHENKO*

SYSTEMATIZATION OF DESIGN AND OPERATIONAL PARAMETERS OF DISC-PAD BRAKES

Conducted research on the construction of multi- and single-disc braking devices with their friction elements, as well as the determination of the main design and operational parameters in the case of local frictional interaction of friction pairs, made it possible to obtain the following: systematization, presenting it in the form of a graphic drawing with types of cooling; clarify the terminology related to the impulse normal force and specific load acting on the microprotrusions of the friction pairs; to recommend using the terminology average braking torque of friction pairs, since its definition is dependent on the average radius of the disc friction belt; the definition of the actual contact area should be represented as the sum of local contacts of microprotrusions of friction pairs; the role of influence of surface-bulk temperature gradients on deformations equivalent to stress is highlighted, taking into account methods of their effective reduction.

Key words: systematization, multi-disc and single-disc brakes, friction pairs, designs, basic design and operational parameters.

References

1. Moshkov A. A. Rozrobka diskovoho hal'ma dlya vitchyznyanoho shvydkisnogo zaliznychnoho transportu / A. A. Moshkov, Ye. S. Sylyahin // Transport Rosiys'koyi Federatsiyi, №. 2021. - S.62-66.
2. Diskovi ta diskovo-kolodkovi hal'ma v mashynobuduvanni / A. Kh. Dzhanakhmeodv, D. A. Vol'chenko, N. A. Vol'chenko [ta in.] Tom 2. Baku: "APOSTROF-A", 2021. - 392s.
3. Diskovi ta diskovo-kolodkovi hal'ma v mashynobuduvanni / A. Kh. Dzhanakhmedov, D. A. Vol'chenko, N. A. Vol'chenko, V. S. Skrypnyk [ta in.] // Baku: «Apostrof-A». U 3-kh tomakh. Tom 1, 2020. – 376 s.
4. Barabanno-kolodkovi hal'mivni prystroyi / O. O. Petryk, A. I. Vol'chenko, N. A. Vol'chenko, D. A. Vol'chenko // Krasnodar: Vyd-vo KDTU, U 2-kh tomakh. Tom 1, 2006. - 264 s.
5. Hlushyts'kyi I. V. Okholodzhennya bortovoyi aparatury aviatsiyanoi tekhniki / I. V. Hlushyts'kyi // M.: Mashynobuduvannya, 1987. - 184.
6. Stots'kyi L. R. Osnovy teploenerhetyky / L. R. Stots'kyi // Vyd-vo "Nadra", 1968. - 188s.
7. 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. <https://doi.org/10.3390/en15197412>.
8. 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).
9. 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.

Kindrachuk Myroslav Vasyliovych - Dr. technical Sciences, corresponding member of the National Academy of Sciences of Ukraine, professor of the Department of Applied Mechanics and Materials Engineering, National Aviation University, Kyiv, Ukraine, nau12@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-0529-2466>

Dmytro Oleksandrovykh Volchenko - Dr. technical Sciences, professor of the Department of Oil and Gas Extraction, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76019, phone: +38 0342 72 71 41, mob. 050-373-82-42, E-mail: divo99@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-1565-749X>

Zhuravlov Dmytro Yuriyovych – candidate of technical sciences, associate professor of the Department of Technical Mechanics, Engineering and Computer Graphics, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, str. Karpatska, 15, m. Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76000, tel.: +38 0342 72 71 41, doctoral student of the Department of Construction and Road Machinery, Kharkiv National Automobile and Road University, Kharkiv, Ukraine, mob. 050-950-04-18, E-mail: dmytro.2103@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-2045-9631>.

Vudvud Oleksandr Mykolayovych – candidate of technical sciences, associate professor, head Department of Lifting, Transport and Robotic Equipment, Odesa Polytechnic National University, Odesa, Ukraine, 1 Shevchenko Ave., mob. 096-639-02-02, Email: alex.vudvud@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-4807-36314>.

Vozniy Andriy Volodymyrovych – candidate of technical sciences, associate professor of the department, doctoral student of the department of construction and road machinery, Kharkiv National Automobile and Road University, Yaroslav Mudryi str., 25, Kharkiv, 61002, E-mail: andrii.voznyi@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0004-4938-1294>.

Vasylyshyn Vitaliy Yaroslavovych - candidate technical sciences, associate professor of the Department of Technical Mechanics, Engineering and Computer Graphics, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, str. Karpatska, 15, m. Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76000, phone: +38 0342 72 71 41, mobile 095-312-22-55, E-mail: vitalijulia@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-0367-1198>.

Kharchenko Volodymyr Volodymyrovych - head of the laboratory of the Department of Applied Mechanics and Materials Engineering of the National Aviation University, 1 Lubomyr Huzar avenue, m. Kyiv, Ukraine, 03058, +38(044)4067773, E-mail: nau12@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-6383-5337>

Tkachenko Natalia Vasylivna-head of the laboratory of the Department of Applied Mechanics and Materials Engineering of the National Aviation University, 1 Lubomyr Huzar avenue, m. Kyiv, Ukraine, 03058, +38(044)4067773, E-mail: nau12@ukr.net