

О. І. ВОЛЬЧЕНКО¹, В. С. СКРИПНИК², Д. Ю. ЖУРАВЛЬОВ³, А. В. ВОЗНИЙ³,
О. С. БУРАВА³, О. М. СЕМЕНІЙ¹

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

²Надвірнянський спеціалізований коледж при Київському Національному транспортному університеті, Україна

³Івано-Франківський національний технічний університет нафти та газу, Україна

ПРИМУСОВЕ ОХОЛОДЖЕННЯ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ ГАЛЬМ (частина 1)

Теоретичні та експериментальні дослідження щодо вибору теплоносіїв для систем примусового охолодження та вимог, які висуваються до їх конструкцій для пар тертя гальм дозволили встановити таке. Вибір теплоносіїв для систем примусового охолодження пар тертя залежить від їхньої енергонавантажності і визначається часткою теплоти конвективною тепловіддачею в складному теплообміні з навколишнім середовищем. Теплоносій повинен забезпечити енергонавантажненість пар тертя на рівні нижче допустимого для фрикційних матеріалів накладок, виходячи з їх регламентованих зносо-фрикційних властивостей. Найбільш ефективними є нанорідини, що являють собою металеві порошки (Li, Na, Al, Cu, Zn та ін), що володіють великим коефіцієнтом теплопровідності, розведених у певних пропорціях з водою, ацетоном та іншими холодоагентами. Дослідно-конструкторські розробки системи повинні відповідати сучасному рівню гальмування, а примусова циркуляція нано-рідини в різному агрегатному стані, що збільшується-зменшується і навпаки конвективної тепловіддачі.

Ключові слова: гальмівний пристрій, пара тертя, металевий фрикційний елемент, фрикційна накладка, теплоносій, системи охолодження.

Вступ. Примусове охолодження фрикційних вузлів гальм залежить від комплексного параметра - ентропії, яка визначає не тільки стан теплоносія (робочого тіла), але і пари тертя, підкоряючись законам нерівноважної термодинаміки. Ентропія входить як складовий параметр рівняння другого закону термодинаміки. Крім того, ентропія в системі координат S-T (температура) є сполучною ланкою з параметрами процесів, що відбуваються з теплоносієм.

Ентальпія (H) - нагрівання деякою кількістю теплоти віднесене до ваги теплоносія, що знаходиться в різному агрегатному стані. Тому в практичних цілях і користуються діаграмами T-S та T-H для рідини та її пари.

Аналіз літературних джерел та стан проблеми. Засоби підвищення ефективності вимушеного повітряного охолодження дисково-колодкових гальм транспортних засобів розглянуто у роботі [1]. Застосовувалися для охолодження різного роду турбулізатори повітряних потоків, спрямовані на пояси тертя дисків. Ефективність такого охолодження становила у середньому 6,0%.

У роботі [2] показано, що в барабанно-колодкових гальмах через вплив теплоти тертя при гальмуванні відбувається розширення шків гальмівного диска - збільшується діаметр шків в радіальному напрямку за рахунок розташування поверхні тертя зсередини або зовні, і виникаючі термічні

напруження, викликають розтяг або стиск барабана (рис. 1). Результатом є зменшення ефекту гальмування. Процес розширення відбувається і в дискових гальмах у двох напрямках. Зазначені процеси виникають через слабе примусове повітряне охолодження.

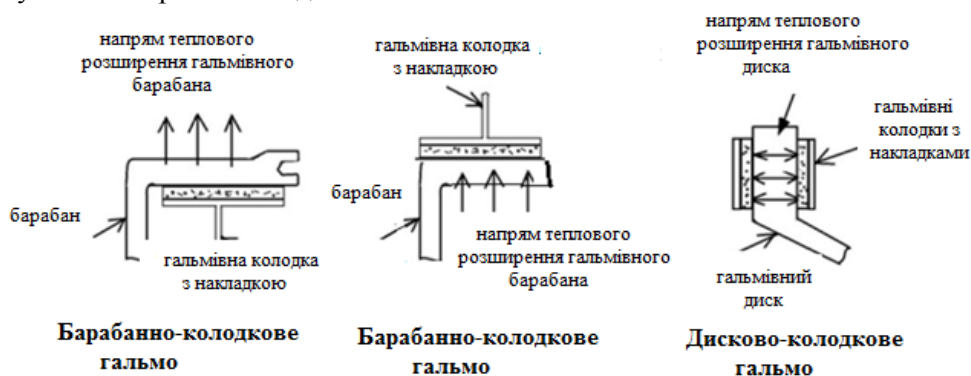


Рис. 1 – Термічне розширення барабанних та дискових гальм

Примусове рідинне охолодження трибосистеми стрічково-колодкового гальма бурової лебідки наведено у роботі [3]. Система складалася із камер, розташованої під ободом шківів. В якості теплоносія застосовувалася вода. Ефективність такої системи була трохи більше 12,5%.

Підвищення енергоємності фрикційних дисково-колодкових гальм бурових лебідок для спуско-підйомних операцій над колоною бурильних труб у свердловину показано у роботі [2]. Наведено конструкції дисково-колодкових гальм із гідравлічним приводом для бурових лебідок, що забезпечують СПО на різних глибинах буріння. Однак у матеріалах статті не було наведено обґрунтування площ поверхонь конвективного теплообміну гальма.

Таким чином, з виконаного аналізу робіт випливає, що замкнуті циркуляційні системи охолодження обмежені малими будівельними об'ємами елементів барабанно-і дисково-колодкових гальм, що застосовуються в машинобудуванні.

Мета роботи – обґрунтувати для систем примусового охолодження вибір теплоносіїв, виходячи з енергонавантаженості пар тертя гальм.

Вимоги, які висуваються до конструкцій систем для примусового охолодження пар тертя гальмівних пристроїв. Розробка систем для примусового охолодження пар тертя гальмівних пристроїв, що забезпечують допустиму енергоємність, і як наслідок регламентовану ефективність їхньої дії. Елементи останніх монтуються в гальмівній системі та в механізмі або поза ними. Додавання до основних вузлів гальмівної системи або гальмівного механізму додаткових елементів зі збільшенням кількості трубок, шлангів, ущільнень та з'єднань знижує їхню надійність. Тому необхідно прагнути до зменшення кількості деталей, з яких збираються системи.

Іншим важливим фактором, який слід враховувати при розробці систем для примусового охолодження гальмівних механізмів, є збільшення трудомісткості та вартості їх технічного обслуговування та ремонту, що сприяє погіршенню якості обслуговування.

Вибір ефективних охолоджуючих агентів дозволяє сформулювати вимоги до систем для інтенсивного примусового охолодження робочих елементів гальм: 1) простота, надійність, довговічність і безвідмовність у роботі; 2) малі початкові витрати на їх впровадження у виробництво; 3) ефективність дії.

Застосування на вітчизняній техніці пневматичного, гідравлічного і комбінованого приводів гальмівних систем і викликає нагальну необхідність розробки систем безпосереднього (охолоджуючий агент періодично подається на тертьові поверхні пар тертя), непрямого (охолоджувальний агент знаходиться в тілі металевих фрикційних елементів при цьому знижує одночасно енергонавантаженисть пар тертя) і комбінованої дії.

Залежно від використовуваного охолоджуючого агента розрізняють системи наступних типів: 1) повітряне (стиснене повітря з гальмівної системи; відпрацьоване стиснене повітря, що випускається в атмосферу; відпрацьовані гази двигуна; повітряно-газова суміш); 2) рідинний (вода, розчин аміаку, нанорідкість тощо); 3) комбінований (суміші; повітряно-аміачна; газиво-аміачна; повітряно-газово-рідинна, повітряно-нанорідинна та ін).

У табл. 1 наведено характеристики деяких теплоносіїв, які застосовуються в системах примусової дії для охолодження робочих елементів гальмівних пристроїв.

Таблиця 1

Теплоносії та їх характеристики

Теплоносій	Температура, °C		Вид теплообміну	Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією, Вт/(м ² ·К)
	Замерзання	Кипіння		
	Плавлення*			
Повітря	–	–	Вимушена конвекція	12 – 20
Вода	0	99,9	Те саме	60 – 120
Рідкий метал	– 40*	2000	Вільна конвекція	1000 – 1500
Аміак, NH ₃	– 78	– 33	Вимушена конвекція	460 – 1750
Нанорідина	–	–	Те саме	500 – 1500

Відомо, що повітря має порівняно невисоку інтенсивність охолодження, так як має низький коефіцієнт тепловіддачі і малу тілоємність. Однак повітря – найбільш доступний охолоджувальний агент у простих та безпечних системах та пристроях примусового охолодження, що є вирішальним фактором при виборі типу системи чи пристрою. Тому повітря отримало порівняно широке застосування в різних галузях техніки як теплоносій.

Значення коефіцієнтів тепловіддачі при охолодженні водою у 20 - 100 разів вище, ніж при охолодженні повітрям, що дозволяє суттєво знизити температури охолоджуваних поверхонь гальма і відводити велику кількість тепла.

Проте застосування водяного охолодження на гальмівних пристроях пов'язане з небезпекою потрапляння води на робочі поверхні фрикційних пар. Тому водяна система охолодження дуже складна і громіздка та знижує довговічність гальмівної системи загалом. Поряд із цим виникає додаткова скрута, пов'язана з необхідністю прогріву води у разі падіння температури навколишнього середовища нижче 0 °С.

Повітряно-рідинне охолодження є поєднанням безпосереднього охолодження робочих елементів гальма рідиною і повітрям. Крім того, повітря охолоджує ще й рідину, що знаходиться в смостях елементів гальма.

Повітряно-рідинне охолодження має істотну перевагу в порівнянні з рідинним охолодженням, так як значною мірою зберігає відносну простоту повітряного охолодження і підвищує його ефективність.

При надзвичайно сильному генеруванні теплоти на робочих поверхнях тертя гальмівних пристроїв звичайна рідина в камерах їх об'ємів може майже миттєво перетворитися на пару, що спричинить їх вибух. Зразковий приклад - теплоти виділяється стільки, скільки потрібно для випаровування 6 галонів води (27,0 л) за хвилину. В якості теплоносіїв в камерах основного та додаткових дисків у системі охолодження застосовані легкоплавкі метали Na ($t_n = 97,79$ °С) та Li ($t_n = 180, 5$ °С) у вигляді порошків змішаних з водою, які називаються нанорідинами. Останні використовують залежно від енергонавантаженості пар тертя гальмівних пристроїв. Як наповнювач застосовується порошок літію (Li) в нанорідині (50% літійового порошку і 50% води) здатні відводити значні теплові потоки (порядку 15,0 кВт/см² при поверхнево-об'ємній температурі пар тертя 800 °С).

Таким чином, види охолодження робочих елементів гальм відрізняються в основному властивостями охолоджувального агента, характером перебігу теплообміну процесів і конструкцією системи для примусового охолодження.

Теплоносії для примусового охолодження пар тертя гальмівних пристроїв. Охолодження вузлів тертя необхідно для того, щоб підтримувати рівень енергоємності нижче допустимої поверхнево-об'ємної температури робочих шарів фрикційної накладки.

Охолодження пар тертя гальм необхідно з таких причин:

1. Без штучного охолодження не можна забезпечити надійну роботу фрикційних пар, оскільки між ними виникають температурні градієнти, отже, - термічні напруження в металевому фрикційному елементі.

Примусове охолодження повинно забезпечити вирівнювання поверхнево-об'ємних температур, зміщення їх різниці і, як наслідок, зменшення термічних напружень.

2. При охолодженні тертьових елементів гальма зменшується їх поверхневе нагрівання, в результаті чого підвищуються динамічний коефіцієнт тертя і ефективність гальмування.

3. Завдяки охолодженню підтримується певна, змінна у вузьких межах поверхнева температура тертя, що сприяє зменшенню термічних напружень та попередженню їх схоплювання при перегріванні.

Необхідно зупинитися також на заходах, які дозволяють забезпечити надійну роботу гальмівних механізмів при зменшенні кількості генерованої, а потім акумульованої теплоти їх основними деталями:

1. Слід працювати з правильно відрегульованим зазором між фрикційними парами гальма.

2. Проводити перевірку ефективності дії гальм за одним із прийнятих показників: максимальному уповільненню, довжині гальмівного шляху; поверхневої температури фрикційних пар; зносу фрикційних накладок; ефективності наростання імпульсних питомих навантажень тощо.

3. Виконувати своєчасну заміну фрикційних накладок та металевих фрикційних елементів.

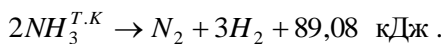
Залежно від умов експлуатації та для отримання необхідної ефективності охолодження гальм як теплоносії в системах примусового охолодження можуть застосовуватися різні рідкі, газоподібні, газоподібно-рідкі та тверді речовини.

Основними вимогами, що висуваються до охолоджувачів, є: 1) висока інтенсивність теплообміну; 2) низька температура замерзання; 3) незначна активність кородуючої дії на метали; 4) нетоксичність, незаймистість та вибухобезпечність; 5) термічна стійкість та низька вартість.

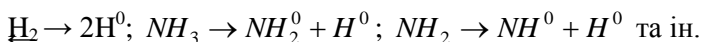
Розглянемо найбільш характерні холодоагенти.

Відомо, що більшість фрикційних матеріалів динамічний коефіцієнт тертя має падаючу характеристику, тобто знижується зі зростанням поверхневої температури [4 - 6]. Застосування аміачного розчину як охолоджуючого агента дозволяє знизити поверхневу температуру і підвищити динамічний коефіцієнт тертя. Крім того, підвищується зносостійкість фрикційних матеріалів, оскільки при зниженні поверхневої температури зменшується інтенсивність фізико-хімічних процесів.

У даний час для примусового охолодження фрикційних пар гальм використовують ефект ендотермічної реакції - поглинання теплоти при хімічному розкладі речовини. Так, при подачі рідкого аміаку в зону тертя гальма, що має підвищену температуру, він дисоціює на водень та азот із поглинанням теплоти:



Продуктами реакції є вільний водень та азот. Водень, з'єднуючись з киснем повітря, при підвищеній поверхнево-об'ємній температурі утворює суху водяну пару. Розігріті шари робочих поверхонь фрикційних елементів взаємодіють із вільним азотом. Це сприяє утворенню міцніших робочих шарів на обох елементах пари тертя, що мають значну концентрацію фаз нітридів заліза. При цьому в робочих шарах пар тертя зменшується кількість окисних фаз Fe_3O_4 , FeO , Fe_2O_3 , а також вільних радикалів, утворення яких відбувається за такими реакціями:



Нітриди заліза мають високу корозійну і стираючу стійкість. Азотування поверхні тертя металевого фрикційного елемента відбувається на глибину 0,3 мм, твердість якої внаслідок цього змінюється на 100 одиниць по Брінеллю [7]. Динамічний коефіцієнт тертя нітридною плівкою, що має високу адгезійну здатність, внаслідок збільшення товщини робочого шару. Крім того, серед аміаку створюється позитивний градієнт механічних властивостей по

глибині матеріалів, що є необхідною умовою зовнішнього тертя. Ця обставина сприяє запобіганню поверхні від схоплювання та глибинного вирівнювання, що підвищує довговічність фрикційних матеріалів, зменшуючи їх знос. Більш того, потрапляючи на робочі поверхні пар тертя, аміачний розчин працює і як мастило, запобігаючи процесам тріщиноутворення та короблення фрикційних пар, що виникають під дією температурних напружень.

Таким чином, в результаті подачі рідкого аміаку в зону тертя на 15 ... 40% збільшується динамічний коефіцієнт тертя [8] і підвищується зносостійкість тертьової пари.

Для безпечної роботи пари тертя з аміаком їх необхідно герметизувати, а ще краще застосовувати як холодоагент 25-ти% розчин (нашатирий спирт).

Іноді охолоджувальним агентом у схемах є розплавлені метали, що мають високі коефіцієнти тепловіддачі та температури кипіння, а також термічно стійкі. Крім того, при низьких тисках рідкі метали здатні передавати потужні теплові потоки [9].

Теплоносіями є як окремі метали, так і сплави на їх основі – калій, натрій, галій, літій, вісмут, ртуть, олово, цинк та ін. Так використовують рідкий метал, що складається з 24...30% олова, 19...21% цинку та близько 50% галію. Температура кипіння легкоплавкого металу 2000 °С, а замерзання – мінус 40 °С.

В якості робочого тіла для охолодження поверхонь тертя галєм можна застосовувати відпрацьовані гази двигуна, склад яких (об'ємний в %), за даними проф. М. Я. Говорушенка наступний:

Таблиця 2

Склад відпрацьованих газів двигунів

Компоненти	Карбюраторні двигуни, %	Дизелі, %
Азот	74 – 77	76 – 78
Кисень	0,3 – 0,8	2,0 – 18,0
Пари води	3,0 – 3,5	0,5 – 0,4
Двоокис вуглецю	5,0 – 10,0	0,01 – 0,5
Окиси азоту	0,08	0,0002 – 0,5
Вуглеці	0,2 – 0,3	0,0009 – 0,5
Альдегіди	0 – 0,2	0,01 – 0,009

Таблиця 3

Характеристики відпрацьованих газів двигуна

Частота обертання колінвала двигуна, об/хв	Коефіцієнт наповнення циліндрів двигуна	Тиск на випуску у двигуна, МПа	Витрата відпрацьованих газів двигуна, м ³ /хв
500	0,2	0,144	0,176
1000		0,161	0,3
1500		0,145	0,23
2000		0,12	0,21

На виході з глушника двигуна температура відпрацьованих газів не перевищує 60...70 °С. Відомо, що на ефективність примусового охолодження фрикційних пар гальма помітно впливає кількість охолоджуючого агента.

Нижче наведено частоту обертання колінвала двигуна ЗІЛ-130, що встановлюється на автобусах сімейства ЛАЗ, тиск на випуску у двигуна, а також витрата відпрацьованих газів двигуна через глушник.

Якщо провести порівняння кількості відпрацьованого газу двигуна і стиснутого повітря (табл. 3) відповідно при 500, 1000, 1500 і 2000 об/хв колінвала двигуна ЗІЛ-130 при тому самому їх тиску, отримаємо наступні співвідношення:

$$\frac{0,176}{0,08} = 2,2; \quad \frac{0,3}{0,16} = 1,88; \quad \frac{0,23}{0,225} = 1,02; \quad \frac{0,21}{0,305} = 0,69 .$$

На практиці тиск стиснутого повітря підвищується у додатковому балоні, об'єм якого становить лише 0,02 м³, але це призводить до зменшення кількості повітря. Тому чисельні значення наведених вище співвідношень збільшуються й у середньому дорівнюють п'яти.

Однак до складу відпрацьованих газів у карбюраторних двигунів входить до 0,4 г/м³, а у дизелів 0,01...1,1 г/м³ сажі, яка відкладається на робочих поверхнях гальм і знижує ефективність їхньої дії. Тому слід проводити очищення відпрацьованих газів двигунів до їх надходження на поверхню тертя гальм.

В залежності від застосовуваного охолоджувального агента, сформулюємо вимоги до конструкцій систем.

Обговорення результатів. Теоретичні та експериментальні дослідження з вибору теплоносіїв для систем примусового охолодження та вимог, що висуваються до їх конструкцій для пар тертя гальм дозволили встановити таке:

- вибір теплоносіїв для систем примусового охолодження пар тертя залежить від їх енергонавантажності і визначається часткою теплоти конвективної тепловіддачі в складному теплообміні з навколишнім середовищем;

- теплоносій повинен забезпечити енергонавантажність пар тертя на рівні нижче допустимого для фрикційних матеріалів накладок, виходячи з їх регламентованих зносо-фрикційних властивостей;

- найбільш ефективними є нанорідини, що являють собою металеві порошки (Li, Na, Al, Cu, Zn та ін.), які володіють великим коефіцієнтом теплопровідності, розведених у певних пропорціях з водою, ацетоном та іншими холодоагентами;

- дослідно-конструкторські розробки системи повинні відповідати сучасному рівню гальмобудування, а примусова циркуляція нанорідини в різному агрегатному стані, що збільшується-зменшується і навпаки конвективної тепловіддачі.

Висновок. Таким чином, повинна виконуватись вимога, що слабка замкнута циркуляційна система примусового охолодження пар тертя гальм повинна мати сильний теплоносій і навпаки.

Список літератури

1. Дисккові та дисково-колодкові гальма в машинобудуванні / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, Н. А. Вольченко [та ін.] Том 2. Баку: "APOSTROF-A", 2021. - 392 с.
2. Алієв А. М. Підвищення енергоємності фрикційних гальм для спуско-підйомних операцій / А. М. Алієв // Вісник Азербайджанської інженерної академії. т.10 №4. 2018. - С. 17 - 22.
3. Вольченко А. І. Тепловий розрахунок гальмівних пристроїв / А. І. Вольченко //

Львів: з-за при ЛДУ «Вища школа», 1987. - 136 с.

4. Xu, H., Xing, Z., Wang, F., Cheng, Z.: Review on heat conduction, heat convection, thermal radiation and phase change heat transfer of nanofluids in porous media: fundamentals and applications. *Chem. Eng. Sci.* 195, 462–483 (2018). <https://doi.org/10.1016/j.ces.2018.09.045>

5. Zhang, S., et al.: Simulation study on friction and wear law of brake pad in high-power disc brake. *Math. Probl. Eng.* 2019, 1–15 (2019). <https://doi.org/10.1155/2019/6250694>

6. Вольченко А. І. Барабанно-колодкові гальмівні пристрої / А. І. Вольченко, Ю. С. Замора // Львів: з-за при ЛДУ «Вища школа», 1980. - 191 с.

7. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов транспортных средств / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко [и др.]. – Баку: Апострофф, 2016. – 366 с.

8. 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

9. Трибологія // М. В. Кіндрачук, В. Ф. Лабунець, М. П. Пашечко, Є. В. Корбут / Київ: Вид-во нац. авіац. ун-ту: «НАУ - друк», 2009. - 392с.

Стаття надійшла до редакції 00.00.2024

Вольченко Олександр Іванович – докт. техн. наук, професор кафедри будівельних і дорожніх машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, E-mail: divo99@ukr.net, <https://orcid.org/0009-0003-0388-8351>

Скрипник Василь Степанович – докт. техн. наук, професор, заступник директора з навчальної роботи Надвірнянського фахового коледжу національного транспортного університету., вулиця Соборна, 177, Надвірна, Івано-Франківська область, 78400 Україна, тел.: +38 067 369 66 50, E-mail: skripnik-vs07@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-9023-6524>.

Журавльов Дмитро Юрійович – канд. техн. наук, доцент кафедри технічної механіки Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76000, тел.: +38 0342 72 71 41, моб. 050-950-04-18, E-mail: dmytro.2103@ukr.net <https://orcid.org/0000-0002-2045-9631>.

Возний Андрій Володимирович – канд. техн. наук, 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>

Бурава Олександр Степанович – підполковник, старший викладач кафедри військової підготовки, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 50 25 06, E-mail: burava2012@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0003-1489-7763>.

Семеній Олексій Михайлович – аспірант кафедри будівельних і дорожніх машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, <https://orcid.org/0009-0004-2464-6508>

O. I. VOLCHENKO¹, V. S. SKRYPNYK², D. Yu. ZHURAVLOV³, A. V. VOZNYI³, O. S. BURAVA³,
O. M. SEMENIY¹

¹ *Kharkiv National Automobile and Road University, Ukraine*

² *Nadvirnya Specialized College at the Kyiv National Transport University, Ukraine*

³ *Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ukraine*

FORCED COOLING OF BRAKE FRICTION UNITS (part 1)

Theoretical and experimental studies on the choice of coolants for forced cooling systems and the requirements for their designs for brake friction pairs allowed to establish the following. The choice of coolants for systems of forced cooling of friction pairs depends on their energy content and is determined by the share of heat by convective heat transfer in complex heat exchange with the environment. The heat carrier must ensure the energy load of the friction pairs at a level lower than that permissible for friction lining materials, based on their regulated wear and friction properties. The most effective are nanofluids, which are metal powders (Li, Na, Al, Cu, Zn, etc.) with a high coefficient of thermal conductivity, diluted in certain proportions with water, acetone, and other refrigerants. The research and development of the system must correspond to the modern level of braking, and the forced circulation of the nano-fluid in a different aggregate state, which increases-decreases and vice versa, convective heat transfer.

Key words: braking device, friction pair, metal friction element, friction lining, coolants, cooling systems.

References

1. Diskovyye i diskovo-kolodochnyye tormoza v mashinostroyenii / A. KH. Dzhanakhmedov, D. A. Vol'chenko, N. A. Vol'chenko [i dr.] Tom 2. Baku: "APOSTROF-A", 2021. – 392 c.
2. Aliyev A.M. Povysheniye energoyemkosti friktsionnykh tormozov dlya spuskopod'yemnykh operatsiy / A.M. Aliyev // Vestnik Azerbaydzhanskoy inzhenernoy akademii. t.10, №4. 2018. – S. 17 – 22.
3. Vol'chenko A. I. Teplovoy raschet tormoznykh ustroystv / A. I. Vol'chenko // L'vov: iz-za pri LGU «Vysshaya shkola», 1987. – 136 s.
4. Xu, H., Xing, Z., Wang, F., Cheng, Z.: Review on heat conduction, heat convection, thermal radiation and phase change heat transfer of nanofluids in porous media: fundamentals and applications. Chem. Eng. Sci. 195, 462-483 (2018).
<https://doi.org/10.1016/j.ces.2018.09.045>
5. Zhang, S., et al.: Simulation study on friction and wear pravoy yazychnoy palkoy v high-power disc brake. Math. Probl. Eng. 2019, 1-15 (2019).
<https://doi.org/10.1155/2019/6250694>
6. Vol'chenko A. I. Barabanno-kolodochnyye tormoznyye ustroystva / A. I. Vol'chenko, YU. S. Zamora // L'vov: iz-za pri LGU «Vysshaya shkola», 1980. – 191 s.
7. Proektnyy ta perevirochnyy rozrakhunok fryktsiynykh vuzliv barabanno- ta diskovokolodkovykh hal'm transportnykh zasobiv / A. KH. Dzhanakhmedov, A. I. Vol'chenko, N. A. Vol'chenko [ta in.]. - Baku: Apostroff, 2016. - 366 s
8. Volchenko, N.; Volchenko, A.; Volchenko, D.; Pol'yakov, P.; Malyk, V.; Zhuralev, D.; Vytvitskiy, V.; Krasin., P. Features of Estimation Jf Intensity of Heat Exchange v Self-Ventilated Disk-Shoe Brakes of Vehicles. Dozhd'. Eur. J. Enterp. Technol. 2019, 1, 47–53
9. Tribologiya // M. V. Kindrachuk, V. F. Labunets, M. P. Pashechko, Ye. V. Korbut / Kiyev: Izd-vo nats. aviats. un-ta: «NAU – pechat'», 2009. – 392 s.

Oleksandr Ivanovych Volchenko - Dr. technical Sciences, professor of the Department of Construction and Road Machinery, Kharkiv National Automobile and Road University, str. 25 Yaroslav Mudryho Street, Kharkiv, 61002, E-mail: divo99@ukr.net., <https://orcid.org/0009-0003-0388-8351>

Skrypnyk Vasyl Stepanovych - Dr. technical Sciences, professor, deputy director of educational work of the Nadvirnya Vocational College of the National Transport University, 177 Soborna Street, Nadvirna, Ivano-Frankivsk Region, 78400 Ukraine, phone: +38 067 369 66 50, E-mail: skripnik -vs07@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-9023-6524>.

Dmytro Yuriyovych Zhuravlyov - candidate. technical of Sciences, associate professor of the Department of Technical Mechanics, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, str. Karpatska, 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76000, phone: +38 0342 72 71 41, mob. 050-950-04-18, E-mail: dmytro.2103@ukr.net <https://orcid.org/0000-0002-2045-9631>.

Andriy Volodymyrovych Vozniy – Candidate of Sciences. technical Sciences, doctoral student of the Department of Construction and Road Machinery, Kharkiv National Automobile and Road University, str. 25 Yaroslav Mudroho, Kharkiv, 61002, E-mail: andrii.voznyi@gmail.com., <https://orcid.org/0009-0004-4938-1294>

Oleksandr Stepanovych Burava - lieutenant colonel, senior lecturer of the Department of Military Training, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, st. Karpatska, 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76019, phone: +38 0342 50 25 06, E-mail: burava2012@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0003-1489-7763> .

Semeniy Oleksiy Mykhailovych - graduate student of the Department of Construction and Road Machinery, Kharkiv National Automobile and Road University, str. Yaroslav the Wise, 25, Kharkiv, 61002, <https://orcid.org/0009-0004-2464-6508>