УДК 629.113-59.001.4

Г.С. Гудз, професор, д-р техн. наук,
Б.І. Кіндрацький, професор, д-р техн. наук,
І.Я. Захара, здобувач
Національний університет "Львівська політехніка",
вул. Ст. Бандери, 12, м. Львів, Україна, 79013

ПОРІВНЯЛЬНА СИСТЕМОЛОГІЧНА ОЦІНКА ТЕМПЕРАТУРНИХ РЕЖИМІВ ВЕНТИЛЬОВАНИХ ТА НЕВЕНТИЛЬОВАНИХ АВТОМОБІЛЬНИХ ДИСКОВИХ ГАЛЬМ НА ВИПРОБУВАННЯХ І

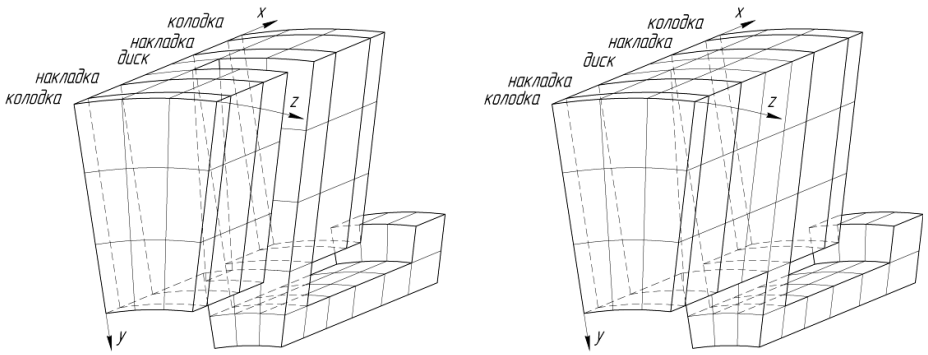
Викладено принципи створення математичних моделей вентильованих та невентильованих автомобільних дискових гальм. Виконано порівняння їх температурних режимів на випробуваннях І згідно зі стандартом за допомогою системологічного підходу.

Ключові слова: *вентильовані та невентильовані дискові гальма, теплова модель, автотранспортних засіб (АТЗ), випробування І, системологічний підхід.*

Постановка проблеми. Відомо, що критеріями оцінювання ефективності гальм АТЗ у нагрітому стані слугують їхні показники на випробуваннях І та ІІ згідно з Правилами 13 ЄЕК ООН [1]. Згідно з цим документом, попередні етапи випробувань І та ІІ проводяться методами відповідно послідовних та тривалих гальмувань. Останнім часом на автобусах і вантажних автомобілях все частіше встановлюють передні вентильовані дискові гальма. Про позитивний вплив вентиляційних каналів у дисках на температурний режим гальм йдеться в працях М.П. Александрова, Н.Д. Владимирова, А.Б. Гредескула, Є.Б. Решетнікова, І.С. Оржевського та інших вчених. Проте він не підтверджений кількісними показниками порівняно з невентильованими дисковими гальмами, оснащеними сучасними фрикційними матеріалами, на режимах випробувань І.

Метою статті є порівняння температурних режимів вентильованих та невентильованих дискових гальм автобусів на циклічних випробуваннях на засадах системологічного підходу.

Матеріали та результати дослідження. Моделювання попереднього етапу випробувань І передбачає роз'єднання пар тертя дискових гальм (рисунок 1) після кожного з 20 циклів гальмувань АТЗ категорії M_3.



а) б)

Рисунок 1 – Сектори вентильованих (а) та невентильованих (б) дискових гальм

При розрахунковому визначенні температурних полів у дискових гальмах необхідно розв'язати рівняння у часткових похідних, які описують процеси теплопереносу в складних об'єктах з розподіленими параметрами за відповідних крайових умов[2]:

$$\lambda(x,y,z)\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\lambda(x,y,z)\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\lambda(x,y,z)\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}+Q(x,y,z)=c\rho(x,y,z)\frac{\partial T}{\partial \tau}, \quad (1)$$

де T – температура; x, y, z – поточні координати гальмового механізму; $\lambda(x, y, z)$ – коефіцієнт теплопровідності; $c\rho(x, y, z)$ – об'ємна теплоємність; $Q(x, y, z)$ – густина теплового потоку; τ – тривалість процесу.

Охолодження пар тертя гальмового механізму під час їх роз'єднання описується рівнянням:

$$\lambda(x,y,z)\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\lambda(x,y,z)\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\lambda(x,y,z)\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}=c\rho(x,y,z)\frac{\partial T}{\partial \tau}. \quad (2)$$

Ця задача не має точного аналітичного розв'язку, оскільки належить до нестаціонарних контактних теплових задач в областях некласичної форми за неоднорідних граничних та складних початкових умов, які характерні для циклічних гальмувань. Тому в інженерній практиці, поряд з експериментом, застосовуються числові методи.

Найбільш уживаним методом інтегрування рівнянь теплопровідності є метод скінченних різниць (сіток). Він оснований на заміні похідних різницевими відношеннями. Тому для розв'язання рівнянь (1) і (2) авторами використано новий розрахунковий модуль, створений на базі програмного комплексу «Фур'є-2 X,Y,Z», який дає змогу розв'язувати двовимірні та тривимірні задачі теплопереносу на сіткових моделях у діалоговому режимі та отримувати результати у зручному та наочному для використання вигляді. Теплові схеми роботи дискових гальм на попередньому етапі випробувань І наведені на рисунку 2 та 3.

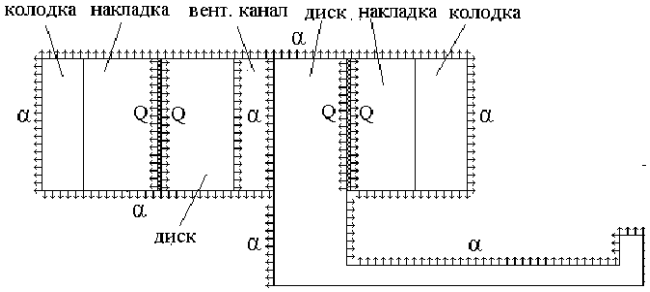


Рисунок 2 – Теплова схема нагрівання пар тертя вентильованого дискового гальма під час гальмувань на циклічних випробуваннях (α – коефіцієнт тепловіддачі)

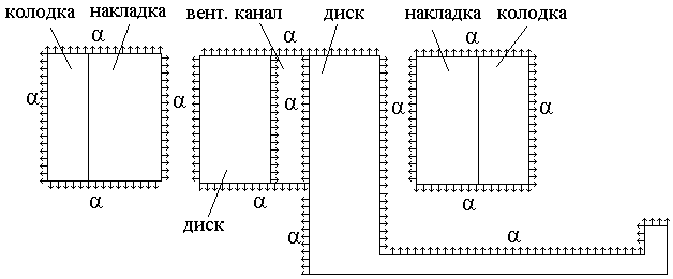


Рисунок 3 – Теплова схема охолодження пар тертя вентильованого дискового гальма між циклами гальмувань

Новий підхід до моделювання попереднього етапу випробувань І полягає у його здійсненні на трьох моделях: моделі нагрівання гальма в зборі, моделі охолодження гальмівних накладок в зборі з колодками та моделі охолодження гальмового диска [3], конфігурації файлів яких наведені на рисунку 4.

Особливістю моделювання вентиляційних каналів у двовимірному виконанні є зменшення значення об'ємної теплоємності й теплопровідності у 3,2 рази в об'ємі перегородок диска за товщиною вентиляційного каналу з метою компенсування відсутності третього виміру. На стінки каналів задаються граничні умови третього роду.

Оскільки попередній етап випробовувань І гальм складається з 20 циклів «нагрівання-охолодження», то на межі поверхонь тертя задавались розрахункові номінальні значення середньої густини теплового потоку $Q_{с.н.} = 2\cdot10^6$ Вт/м^2.

Тривалість гальмування складає 2,7 с за загальної тривалості одного циклу 60 с. Коефіцієнт тепловіддачі α відкритих поверхонь гальма попередньо приймався 50 Вт/(м^2 град.), а з поверхні тертя під час гальмування – корегувався з урахуванням коефіцієнта перекриття $\beta = 0{,}35$. Остаточні умови тепловіддачі можна визначати за результатами експериментальних досліджень [4].

На рисунку 5 наведені температурні поля гальмового механізму автобуса А-172 під час попереднього етапу випробувань І.

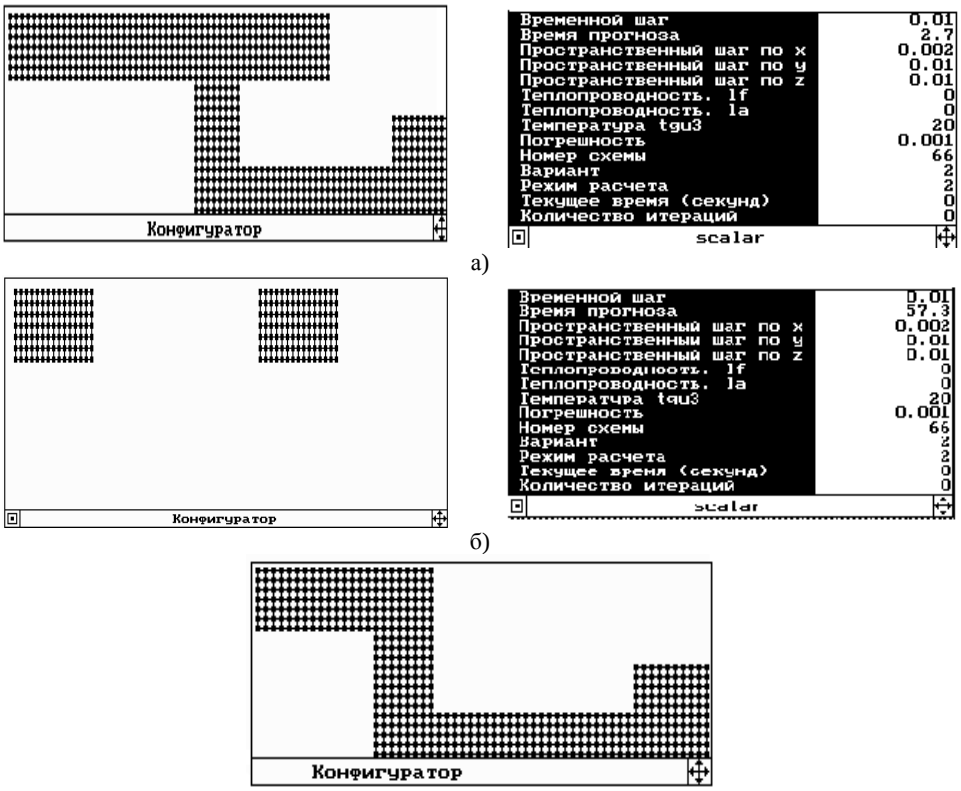


Рисунок 4 – Конфігурації файлів нагрівання гальмового механізму (а), охолодження накладок з колодками (б) та охолодження гальмового диска (в)

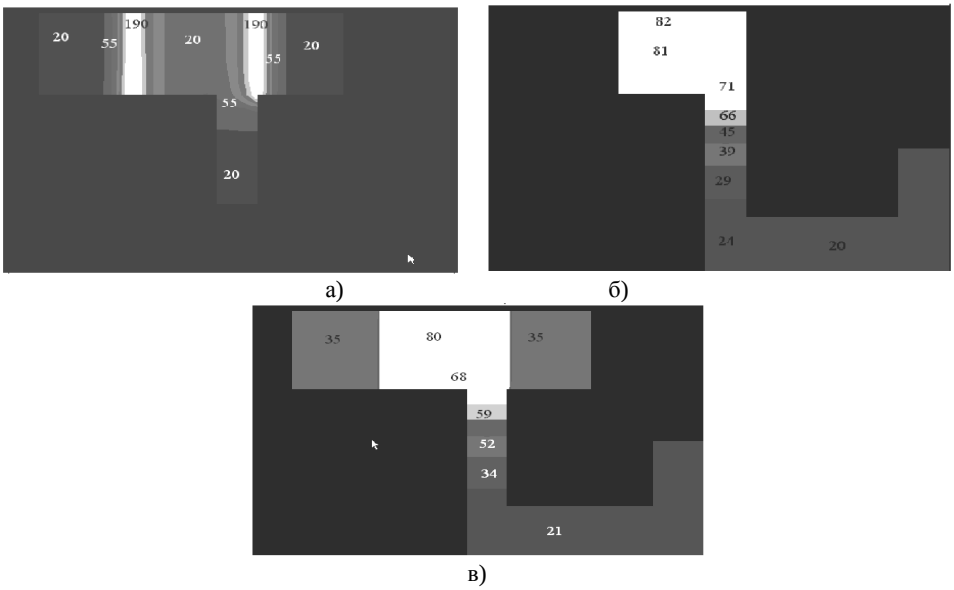


Рисунок 5 – Температурні поля переднього гальмового механізму автобуса А-172 під час попереднього етапу випробувань І: *а*) – в кінці 1-го циклу гальмування ($Q_{с.н.}$= 2·10^6 Вт/м^2); *б*) – в кінці 1-го циклу охолодження; *в*) – на початку 2-го циклу під час з'єднання пар тертя ($Q_{с.н.}$= 2·10^6 Вт/м^2)

З рисунку 5, *а* видно, що температура поверхонь тертя на першому циклі гальмування сягає 190° С, у той час, як тіла диска та накладок з колодками не перевищує 20° С, що пояснюється короткотривалістю процесу (2,7 с). Температурне поле диска в кінці охолодження першого циклу випробовувань І (τ = 57,3с) показує (рисунок 5, *б*), що пройшов перерозподіл теплоти в диску, і його температура стала 81-82°С. Температурні поля двох симетрично розташованих накладок з колодками не показані, оскільки під час гальмування на першому циклі випробовувань І вони не прогрілись (див. рисунок 5, *в*).

Температурне поле дискового гальма у зборі під час з'єднання пар тертя перед початком другого циклу випробувань І має свої особливості (рисунок 5, *в*). Видно, що пройшов перерозподіл теплоти в накладці з колодками та перетікання її у фланцеву частину диска. В результаті цього колодки з накладками прогрілись до температур 35°С, а фланцева частина диска – до 34-35°С. Аналогічним чином отримані температурні поля гальма на всіх подальших циклах випробувань. На рисунку 6 показані межі зміни температур поверхонь тертя вентильованих дискових гальм автобуса А172 на випробуваннях І. Там же наведені аналогічні дослідження для невентильованих гальм, які створені віртуально на базі вентильованих дисків шляхом заповнення вентиляційних каналів масою металу.

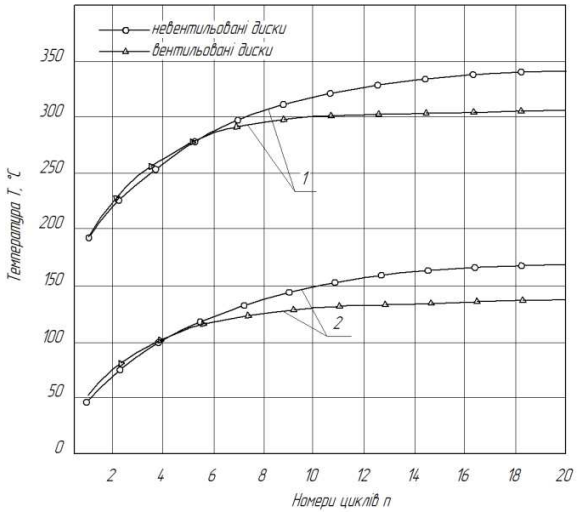


Рисунок 6 – Межі зміни температур за нагріванням (1) та охолодженням (2) дискових гальм автобуса А-172 на попередньому етапі випробувань І (α =50 Вт/(м^2·град))

З розгляду рисунку 6 видно, що приблизно до 5-6 циклу випробувань температура вентильованих гальм дещо вища від невентильованих. Це пояснюється меншою масою вентильованих дисків та невеликою тривалістю процесу. Зате після зазначеної вище кількості циклів вентильовані гальма значно швидше досягають термостабілізаційного ефекту, що пояснюється вступом у теплообмін вентиляційних каналів. У результаті порівняння досягнутих температурних режимів дискових гальм у кінці попереднього етапу випробувань І видно, що вентильовані гальма приблизно на 10% мають меншу температуру, ніж невентильовані. До речі, на попередньому етапі випробувань ІІ температурні режими однакові для порівнюваних гальм [5].

Донедавна такі дослідження проводили методами однофакторного або послідовного експериментів, прикладом яких слугує рисунок 6. Результати таких досліджень подають низкою номограм, на підставі яких виводять критеріальні залежності, за якими неможливо визначити числові характеристики температур при новому поєднанні чинників, що їх визначають. Тому актуальним є завдання створення методів розвитку багаточинникового аналізу на основі теорії подібності, моделювання та планування експерименту, оскільки ці методи дають змогу розв'язувати низку принципових задач, які звичайними класичними методами не можна розв'язувати, оскільки вони на сьогодні неефективні [6].

До основних чинників, які впливають на температурний режим гальмових механізмів, віднесено: генеровану теплоту; розподіл генерованої теплоти в елементах гальмових механізмів; теплофізичні властивості матеріалів пар тертя гальм; умови відведення генерованої теплоти як під час гальмування, так і охолодження дисків; конструктивні параметри гальмових механізмів; зміну тепловиділення у часі «нагрівання – охолодження».

Згідно з системологічним підходом, який враховує взаємодію перелічених вище чинників, для дослідження температурних режимів вентильованих дискових гальм автобусів у кінці попереднього етапу випробувань І була складена матриця планування експерименту типу 2^3, на основі опрацювання якої за допомогою комп'ютерного експерименту отримана регресійна залежність для визначення температур поверхонь тертя вентильованих дискових гальм автобусів у кінці попереднього етапу випробувань І:

$$T=221{,}88+67{,}37X_1-13{,}62X_2+1{,}13X_3-4{,}62X_1\cdot X_2+0{,}62X_1\cdot X_3+0{,}12X_2\cdot X_3+0{,}12X_1\cdot X_2\cdot X_3, \quad (3)$$

де $X_1=\dfrac{Q-1{,}5\cdot 10^6}{0{,}5\cdot 10^6}$, $X_2=\dfrac{\alpha-62{,}5}{12{,}5}$, $X_3=\dfrac{h-0{,}054}{0{,}008}$.

Аналогічно була отримана регресійна формула для визначення температури поверхонь тертя невентильованих дискових гальм на цих же режимах випробувань:

$$T=243{,}13+74{,}38X_1-15{,}38X_2-2{,}13X_3-5{,}13X_1\cdot X_2-0{,}88X_1\cdot X_3+0{,}88X_2\cdot X_3+0{,}13X_1\cdot X_2\cdot X_3, \quad (4)$$

Виконані дослідження дозволяють констатувати, що запропоновані моделі експерименту типу 2^3 адекватно описують процес, оскільки спостерігається неістотна розбіжність між машинним експериментом та теоретичними значеннями температур, отриманих за формулою (4) для вентильованих та формулою (5) – для невентильованих гальм.

За ступенем впливу на зміну температури поверхні вентильованих та невентильованих дискових гальм на попередньому етапі випробувань І чинники розташовуються у такій послідовності: густина теплового потоку Q, коефіцієнт тепловіддачі α та товщина диска h. Крім цього, знаки коефіцієнтів рівнянь регресії вказують на напрямок впливу зміни чинників на температуру: для невентильованих та вентильованих дискових гальм збільшення значень густини теплового потоку Q – в бік її підвищення, а збільшення коефіцієнта тепловіддачі α – зниження. Щодо впливу товщини диска h, то його значення неоднакове: для невентильованих гальм його збільшення – приводить до зменшення температури, а для вентильованих – до збільшення. Останнє явище пояснюється складною взаємодією маси та здатністю тепловіддачі вентильованих дисків на циклічних випробуваннях гальмових механізмів автобусів.

Висновок. Виконані порівняльні дослідження температурних режимів вентильованих та невентильованих дискових гальм АТЗ категорії M_3 при випробуваннях І на засадах системологічного підходу. Отримані регресійні формули для визначення температури поверхонь тертя порівнюваних дискових гальм в кінці попереднього етапу даних випробувань.

Бібліографічний список використаної літератури

1. ДСТУ UN/ECE R 13-09-2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій M,N і O стосовно гальмування (Правила ЄЕК ООН № 13-09: 2000, IDT). – 196 с.

2. Лыков А.В. Теория теплопроводности / А.В. Лыков. – М.: Высшая школа, 1967.– 592 с.

3. Гудз Г.С. Новий підхід до моделювання температурних режимів автомобільних вентильованих дискових гальм при циклічних гальмуваннях / Г.С. Гудз, І.Я. Захара, О.Г. Тарапон //Зб.наук.пр. Інституту проблем моделювання в енергетиці НАНУ ім.Г.Є.Пухова: Моделювання та інформаційні технології.– К., 2009. – Вип. 51. – С. 137 – 142.

4. Гудз Г.С. Порівняльні експериментальні дослідження температурних режимів вентильованих дискових гальм автобусів на типових випробуваннях / Г.С. Гудз, І.Я. Захара, О.Р. Клипко, М.М.Осташук // Вестн. Харьковского нац. автом.- дор. ун-та. – Харьков, 2012. – Вып. 56. – С. 84 – 89.

5. Гудз Г.С. Влияние типа испытаний на температурный режим невентилируемых и вентилируемых дисковых тормозов автобусов / Г.С. Гудз, И.Я. Захара, О.Р. Клыпко// Вестн. Московского автомобильно-дорожного гос. техн. ун-та (МАДИ).– М., 2013. – Вып. 1(32). – С. 3-7.

6. Системологія на транспорті. Технологія наукових досліджень і технічної творчості. Кн. 2. / Е.В.Гаврилов, М.Ф.Дмитриченко, В.К.Доля [та ін.]. – К.:Знання України, 2007. – 318с.

Надійшла до редакції 27.03.2013 р.

Гудз Г.С., Киндрацкий Б.И., Захара И.Я. Сравнительная системологическая оценка температурных режимов вентилируемых и невентилируемых автомобильных дисковых тормозов на Испытаниях I

Изложены принципы создания математических моделей вентилируемых и невентилируемых автомобильных дисковых тормозов. Выполнено сравнение их температурных режимов на Испытаниях I согласно стандарту с помощью системологического подхода.

Ключевые слова: вентилируемые и невентилируемые дисковые тормоза, тепловая модель, автотранспортные средства (АТС), испытания I, системологический подход.

Gudz G.S., Kindratsky B.I., Zahara I.Y. Comparative systemological evaluation of temperature regimes of ventilated and non-ventilated disk brakes under Test I

The principles of creation of the mathematical models of the ventilated and non-ventilated disk brakes are stated. The comparison of their temperature regimes under Test I in line with standard with the help of systemological method is stated.

Keywords: ventilated and non-ventilated disc brakes, thermal model, automotive vehicles, the test I, systemological approach.