

Національний університет «Львівська політехніка»

Осташук Микола Михайлович

УДК 629.113-59.001.4

**РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ РОЗПОДІЛУ ТЕПЛОВИХ
ПОТОКІВ В ЕЛЕМЕНТАХ АВТОМОБІЛЬНИХ ДИСКОВИХ ГАЛЬМ НА
ТРИВИМІРНИХ МОДЕЛЯХ**

05.22.02 – автомобілі та трактори

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Львів-2005

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Національному університеті «Львівська політехніка» Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Гудз Густав Стефанович,
Національний університет «Львівська політехніка»,
професор кафедри «Експлуатація та ремонт автомобільної
техніки».

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Самородов Вадим Борисович,
Національний університет «Харківський політехнічний
інститут», завідувач кафедри «Автомобіле- і
тракторобудування», заступник генерального директора
ВАТ «Харківський тракторний завод ім. С. Орджонікідзе»;

кандидат технічних наук
Вольченко Дмитро Олександрович,
Івано-Франківський національний технічний університет
нафти і газу, доцент кафедри «Розробка та експлуатація
нафтових і газових родовищ».

Провідна установа: Харківський національний автомобільно-дорожній
університет Міністерства освіти і науки України, кафедра
«Автомобілі», м. Харків.

Захист відбудеться 14 грудня 2005 р. о 14 годині на засіданні спеціалізованої
вченої ради Д 35.052.06 у Національному університеті «Львівська політехніка» за
адресою 79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12, головний корпус, ауд. 226.

З дисертацією можна ознайомитись у науково-технічній бібліотеці
Національного університету «Львівська політехніка» за адресою 79013, м. Львів,
вул. Професорська, 1.

Автореферат розісланий 11 листопада 2005 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Форнальчик Є. Ю.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. З огляду на безперервне зростання парку автотранспортних засобів (АТЗ) та покращання їх тягово-швидкісних властивостей, проблема підвищення безпеки руху набуває першочергового значення. Серед експлуатаційних властивостей АТЗ, які визначають активну безпеку конструкцій, одне з головних місць належить гальмівним властивостям. Найбільш нестабільну ланку гальмівної системи становить гальмовий механізм, на коефіцієнт стабільності якого значно впливає його тепловий стан. Тому вдосконалення теорії робочих процесів, конструкцій і режимів роботи гальмових механізмів АТЗ з метою мінімізації їх температурного режиму є одним з актуальних завдань у галузі підвищення ефективності цих механізмів.

У царині досліджень робочих процесів та надійності гальмових механізмів широко відомі праці М. П. Александрова, Ю. Б. Беленького, В. О. Богомолова, М. О. Бухаріна, В. П. Волкова, О. І. Вольченка, Б. Б. Генбома, Є. М. Гецовича, А. Б. Гредескула, Г. С. Гудза, В. А. Дем'янюка, В. К. Долі, І. В. Крагельського, А. Д. Крюкова, Г. В. Максапетяна, І. Ф. Метлюка, М. А. Подригала, В. Б. Самородова, А. М. Туренка, Я. Є. Фаробіна, О. С. Федосова, А. В. Чичинадзе, Є. А. Чудакова, F. Charron, H. Dorner, R. Krauser, T. Newcomb, A. Sisson, G. Fazekas, U. Weiß та інших вчених.

Використання результатів цих досліджень забезпечило значне покращання тих експлуатаційних властивостей АТЗ, які визначаються досконалістю гальмових механізмів. Однак у розглянутих роботах відсутні точні аналітичні методи досліджень та розрахунку впливу конструктивних і режимних чинників на розподіл теплових потоків в елементах дискових гальмових механізмів. Це й визначає актуальність теми дисертації.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тема роботи є частиною планових державних науково-технічних програм за пріоритетними напрямками та досліджень, які проводяться на кафедрах “Автомобілебудування” і “Експлуатація та ремонт автомобільної техніки” Національного університету “Львівська політехніка”. Робота виконана згідно з рекомендаціями Постанови Національної ради з питань безпечної життєдіяльності населення (№ 3 від 25 грудня 1997 р.) “Про відповідність вимогам охорони праці машин, транспортних засобів, обладнання, які виробляються в Україні” та Постанови Кабінету Міністрів України № 686 від 21 червня 2001 року “Про концепцію регулювання ринку автомобілів та розвитку автомобілебудівної промисловості в період до 2005 р.”

Мета і задачі дослідження. *Мета роботи* – розроблення методу та дослідження на його основі впливу різних чинників на розподіл теплових потоків в елементах дискових гальм з використанням тривимірних теплових моделей.

Для досягнення мети у роботі сформульовані та розв’язувались такі *задачі*:

1. Аналіз енергонавантаженості гальмових механізмів АТЗ в реальних умовах експлуатації та на типових режимах випробувань.
2. Критичний огляд теплових моделей гальмових механізмів та методів їх теплового розрахунку і досліджень.
3. Розвиток методів математичного моделювання на основі створеної тривимірної теплової моделі дискового гальма.
4. Розроблення методу визначення розподілу теплових потоків в елементах дискових гальм на створених тривимірних моделях.
5. Стендові випробування дискових гальм з різними накладками для перевірки правильності постановки математичної моделі задачі.
6. Дослідження впливу різних чинників на температурний режим та розподіл теплових потоків в елементах дискових гальм за допомогою математичного моделювання.
7. Отримання регресійної залежності для визначення коефіцієнта розподілу теплових потоків в елементах дискових гальм на основі методів математичного моделювання та планування експериментів.

Об’єкт дослідження – теплові поля елементів дискових гальм.

Предмет дослідження – закономірності впливу різних чинників на розподіл теплових потоків в елементах дискових гальм, які визначають їх енергоємність.

Методи дослідження – фізичне та математичне моделювання, математичне планування експерименту, математична статистика, аналіз, інверсія, суперпозиція та зворотна задача теплопровідності.

Наукова новизна одержаних результатів:

- подальший розвиток теоретичних положень та методів теплових досліджень дискових гальмових механізмів на типових режимах випробувань;
- вперше створена тривимірна тепла модель дискового гальма, яка дає змогу дослідити одночасно температурні поля в усіх його елементах, що неможливо здійснити на відомих двовимірних моделях;
- на створеній моделі досліджено розподіл теплових потоків в елементах дискових гальм і на їх результатах вивчено вплив на них різних чинників і отримано нові результати, які сформульовані у задачах дослідження і обґрунтовані висновками.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що розроблена методика дослідження розподілу теплових потоків в елементах дискових гальм на тривимірних моделях дала змогу поповнити банк даних для їх (елементів дискових гальм) концептуального проектування на підставі:

- отриманих температурних полів;
- визначення температурних градієнтів в парах тертя;
- вивчення впливу умов тепловіддачі на розподіл теплових потоків;
- аналізу впливу конструктивних чинників на розподіл теплових потоків;
- регресійних формул для визначення коефіцієнтів розподілу теплових потоків.

Рекомендації та технічні рішення, запропоновані в роботі, прийняті та використовуються у конструкторській практиці створення та адаптації дискових гальмових механізмів у Холдинговій компанії “АвтоКрАЗ” (м. Кременчук) та ВАТ “Укравтобуспром” (м. Львів).

Особистий внесок здобувача. Основні результати, висновки та рекомендації, наведені в дисертаційній роботі, отримані автором самостійно. В опублікованих спільних роботах дисертанту належить: [1] - розрахунок початкових даних для створення моделі; [2] – розрахунок моделей з різними фізичними параметрами; [3] - застосування методу суперпозиції; [4] - розрахунок параметрів моделі; [6] - розрахунок та моделювання процесу тепловіддачі; [7] - розрахунок коефіцієнтів розподілу теплових потоків; [8] - розрахунок параметрів тривимірної моделі; [9] - складання та опрацювання матриці планування експерименту.

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідались та обговорювались на: 6-му міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові (2003 р.); XXII та XXIII науково-технічних конференціях в Інституті проблем моделювання в енергетиці НАНУ ім. Г.Є. Пухова (м. Київ, 2003, 2004 рр.); 53-й та 54-й науково-технічних конференціях в Українському державному лісотехнічному університеті (м. Львів, 2003, 2004 рр.); 6-й та 7-й міжнародних конференціях у Севастопольському національному технічному університеті (м. Севастополь, 2003, 2004 рр.).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 11 робіт, із яких 9 статей – у наукових фахових виданнях України, а 2 - у матеріалах праць і тез конференцій.

Структура та обсяг дисертаційної роботи. Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, 3 додатків, списку використаних джерел із 118 назв. Загальний обсяг роботи становить 157 сторінок, у т. ч. 135 с. основного тексту, 38 рисунків та 22 таблиці.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність виконаного дослідження і викладено коротку характеристику роботи.

У першому розділі проаналізовано енергонавантаженисть та енергоємність гальмових механізмів та гальмівних систем АТЗ. Гальмівну систему представлено як систему автоматичного керування, в якій водій виконує функції чутливого елемента і здійснює керуючі дії. Вихідними показниками такої системи є сумарна гальмівна сила, співвідношення бортових гальмівних сил. Ці показники визначають як ефективність гальмування, так і перебіг процесу з точки зору стійкості. З огляду

на це докладно аналізується гальмівна діаграма, яка дозволяє найповніше оцінити відповідність гальмівної системи вимогам Правил 13 ЄЕК ООН. Там же наведені умови випробувань I і II гальмових механізмів.

Відзначено, що однією з головних вимог, які ставляться до гальмівних систем, є висока стабільність їх вихідних показників під час експлуатації АТЗ. Серед чинників, які впливають на їх перебіг, одне з важливих місць посідають температурні режими роботи гальмових механізмів. Згідно з цим в роботі наведені дані про енергонавантаженість і температурні режими роботи гальм автобусів ЛАЗ у різних умовах експлуатації, отримані на кафедрі автомобілебудування НУ “Львівська політехніка”. Зокрема, відзначається, що енергонавантаженість гальм в гірських умовах, віднесена до тривалості гальмування, у 3-4 рази перевищує цей показник в міських умовах експлуатації, що обумовлює значні температури поверхонь тертя гальм. На окремих ділянках гірських маршрутів вона досягає 450-480 °С. Тому найважливішою умовою забезпечення надійності гальмівних систем є їх достатня енергоємність, яка залежить від трибологічних властивостей застосовуваних фрикційних матеріалів.

На сучасних АТЗ все частіше застосовуються дискові гальмові механізми, основною перевагою яких є висока стабільність їх роботи. Тому доцільно провести дослідження температурних режимів роботи відкритих дискових гальм на автобусах великої вмістимості для визначення розподілу теплових потоків в парах тертя. В роботі наведена коротка характеристика комбінованого стенда для випробувань гальмових механізмів з метою отримання початкових даних для створення адекватної математичної теплової моделі гальма.

У другому розділі розглянута математична модель процесів нагрівання та охолодження гальмових механізмів. Для цього потрібно розв’язати систему рівнянь в часткових похідних, які описують процеси теплопереносу у складних об’єктах з розподіленими параметрами за відповідних крайових умов:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_d(x, y, z) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda_d(x, y, z) \frac{\partial t}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda_d(x, y, z) \frac{\partial t}{\partial z} \right] + Q(x, y, z) = c_d \rho_d(x, y, z) \frac{\partial t}{\partial \tau}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_n(x, y, z) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda_n(x, y, z) \frac{\partial t}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda_n(x, y, z) \frac{\partial t}{\partial z} \right] + Q(x, y, z) = c_n \rho_n(x, y, z) \frac{\partial t}{\partial \tau}; \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_k(x, y, z) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda_k(x, y, z) \frac{\partial t}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda_k(x, y, z) \frac{\partial t}{\partial z} \right] = c_k \rho_k(x, y, z) \frac{\partial t}{\partial \tau}; \quad (3)$$

де $\lambda_d = (\lambda_d(x, y, z))$, $\lambda_n = (\lambda_n(x, y, z))$, $\lambda_k = (\lambda_k(x, y, z))$ – коефіцієнти теплопровідності відповідно гальмового диска, накладки та колодки; x, y, z – поточні просторові координати; t – температура контртіл гальма; $Q(x, y, z)$ – густина теплового потоку; $c_d \cdot \rho_d(x, y, z)$, $c_n \cdot \rho_n(x, y, z)$, $c_k \cdot \rho_k(x, y, z)$ – об’ємна теплоємність відповідно гальмового диска, накладки та колодки; τ – час.

Оскільки ця задача відноситься до нестационарних контактних теплових задач в областях неklasичної форми за неоднорідних граничних та складних початкових умов, то вона не має точного аналітичного розв'язку. Тому в інженерній практиці, поряд з експериментом, застосовуються приблизні аналітичні і, особливо числові методи, які перетворились в потужний математичний апарат для розв'язування задач теорії поля. Серед методів електроаналогій для розв'язування теплових задач у фрикційних вузлах АТЗ застосовувались електропровідний папір (дослідники Г. С. Гудз, А. М. Туренко), кінцевих різниць на резистивних сітках (М. В. Глобчак) і метод прямих на ємнісно-резистивних сітках (П. І. Єременко). Метод електроаналогій характеризувався невеликою точністю і на той час незначною інформаційною продуктивністю, хоча за своєю природою він ближчий до досліджуваного фізичного процесу, ніж розв'язок на ЕОМ. Щодо числових методів, то стосовно дослідження теплових процесів у гальмах, використовуються в основному метод кінцевих різниць та скінчених елементів.

Вперше кінцево-різницева модель дискового гальма з використанням ЕОМ застосував Є. Б. Решетніков. Подальшого розвитку ці моделі набули у роботах Н. В. Владімірова, С. Н. Городецького, В. К. Долі, В. Я. Кушова та інших вчених. Слід зазначити, що до недавнього часу використання кінцево-різницевої моделі стримувалось обсягом пам'яті машин дискретного рахунку та недостатнім програмним забезпеченням. Тому згадані роботи носили більш пошуковий характер, ніж для отримання об'ємної бази даних для проектування гальм. У зв'язку з розвитком обчислювальної теплофізики з'явилися роботи О. Л. Коляси та Я. П. Яворського, які дослідили методами комп'ютерного моделювання теплові процеси в дискових гальмах АТЗ як при повторно-короткочасних, так і тривалих режимах роботи. Але застосування ними двовимірних моделей дало змогу дослідити температурні поля лише в дисках. Тому постало питання розвинути започатковані ними дослідження на створених з участю автора тривимірних моделях, щоб одночасно дослідити розподіл теплових потоків і полів в елементах дискових гальм з різними матеріалами накладок. Для числової реалізації розглядуваної математичної теплової моделі, як і в попередніх дослідженнях, уточнено розрахункову програму "Фур'є-2", що складається з інтегральної оболонки та набору розрахункових модулів, розроблених в Інституті проблем моделювання в енергетиці НАНУ під керівництвом А. Г. Тарапона. В роботі наведено стислий опис розрахункових модулів.

У третьому розділі наведена методика дослідження тривимірних теплових процесів у дискових гальмових механізмах, сектор об'єму яких і схема його сіткової моделі (розбивка 12x12 вузлів) наведені на рис.1.

Для створення тривимірної теплової моделі дискового гальмового механізму використано сітку термічних опорів, загальні методологічні основи побудови якої розроблені у працях Ю. М. Мацевитого, Л. О. Коздоби, W. Karplus та інших вчених.

Для сітки термічних опорів ідентичні всі залежності, одержувані за допомогою методики переходу від диференціальних рівнянь (1), (2) та (3) до алгебричних, коефіцієнтами яких є термічні опори.

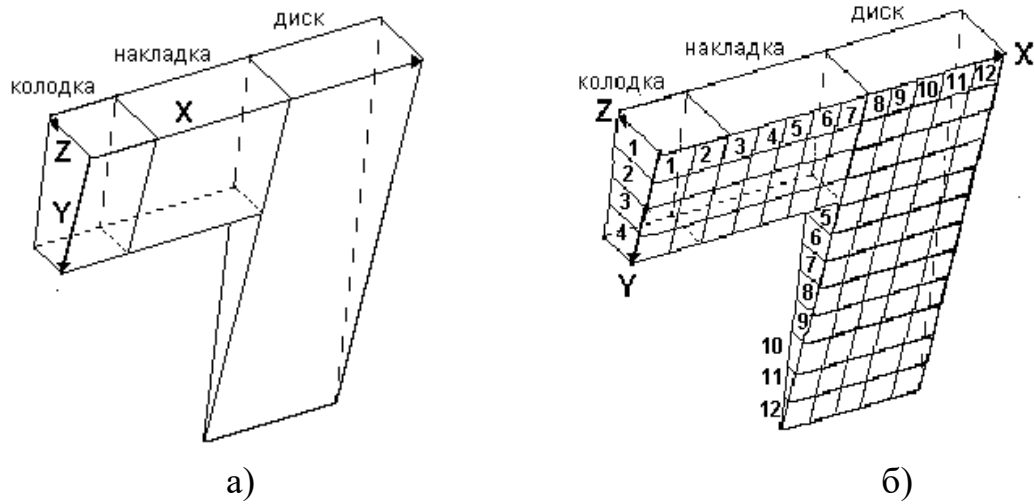


Рис. 1. Фрагмент дискового гальма (а) та схема його сіткової моделі (б)

У розв'язуванні теплових задач по координаті z моделювався сектор гальмового диска, накладки і колодки (див. рис.1,б). При цьому зміна середнього розміру сектора за координатою y із кроком Δy враховується зміною теплофізичних коефіцієнтів для кожного горизонтального ряду сітки (рис.2).

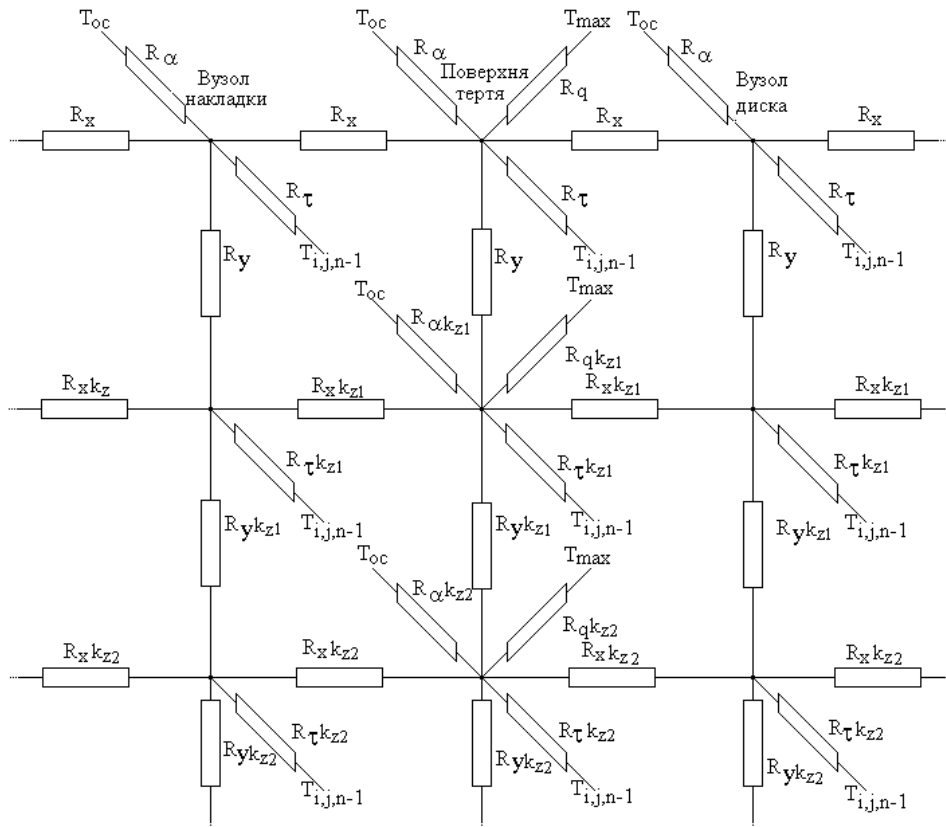


Рис.2. Фрагмент тривимірної моделі термічних опорів дискового гальма

При розробленні методики були використані розв'язки, отримані за допомогою програми, що імітує обертання колеса і гальмування на попередньому етапі випробувань II дискового гальмового механізму з коефіцієнтом перекриття $\beta=0,25$.

Результати показали, що розподіл температур за радіусом гальмового диска, який має велику теплову інерційність, не залежить від частоти його обертання, а залежить тільки від густини теплового потоку і від коефіцієнта тепловіддачі. Ця обставина дала можливість застосувати метод суперпозиції, який передбачає досліджувати процеси нагрівання й охолодження відокремлено, без імітації обертання колеса. Застосування цього методу підтвердило припущення, що при моделюванні з причини значної теплової інерційності диска можна не враховувати швидкість його обертання, оскільки похибка не перевищує 2%. У цьому випадку модель значно спрощується і зводиться до розгляду сектора гальмового механізму та дозволяє створювати відносно прості тривимірні моделі для дослідження теплових процесів в елементах гальма.

У четвертому розділі розглядаються результати досліджень впливу різних чинників на температурний режим та розподіл теплових потоків у дискових гальмах на створеній тривимірній моделі.

Відзначається, що істотний вплив на тепловий режим деталей пари тертя гальмового механізму має коефіцієнт розподілу теплових потоків k_q , під яким треба розуміти відношення теплоти, спрямованої в розглядувану деталь, до всієї кількості генерованої теплоти на поверхнях пари тертя за визначений час. Дослідники пропонують різні методи визначення цього параметру. У роботі U.Weiß (У. Вейса) зазначається, що за експериментальними даними у фрикційну накладку відводиться від 3 до 8% теплоти, генерованої в контакті фрикційної пари. Аналіз показав, що найбільшу збіжність з цими даними мають розрахункові значення коефіцієнта k_q , які отримують за формулою Ф. Шаррона:

$$k_q = \frac{\sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2}}{\sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2}}, \quad (4)$$

де λ , c і ρ - відповідно коефіцієнти теплопровідності, питома теплоємність та густина матеріалу (індекс 1 стосується гальмового диска, індекс 2 - фрикційної накладки).

При визначенні коефіцієнта k_q за формулою (4) припускається, що для даного поєднання матеріалів він постійний. В той же час практика показує, що цей коефіцієнт залежить від багатьох чинників. Зараз таких аналітичних залежностей не існує і їх експериментальне визначення пов'язане з великими труднощами та

похибками. Тому була використана тривимірна модель дискового гальма, методика побудови якої описана в попередньому розділі. Розміри елементарних криволінійних призм сіткової моделі, які розташовані в смугах 5 – 12 сектору гальмового диска (див. рис. 1, б), вибираються з умови моделювання конструктивних особливостей фланця гальмового диска.

Кількість теплоти, акумульованої диском, накладкою та колодкою, за вибраний проміжок часу визначалась залежностями:

$$Q_d = \sum_1^m c_d \rho_d V_{md} (t_{Hd} - t_{Cd}) ; \quad (5)$$

$$Q_n = \sum_1^m c_n \rho_n V_{mn} (t_{Hn} - t_{Cn}) ; \quad (6)$$

$$Q_k = \sum_1^m c_k \rho_k V_{mk} (t_{Hk} - t_{Ck}) , \quad (7)$$

де $c_d \rho_d$, $c_n \rho_n$, $c_k \rho_k$ – об’ємна теплоємність відповідно диска, накладки та колодки; V_{md} , V_{mn} , V_{mk} – об’єми зведених прямокутних призм відповідно диска, накладки та колодки; t_{Hi} і t_{Ci} – значення температур відповідно на початку та в кінці проміжку часу для відповідних елементів дискового гальма.

Розподіл теплових потоків досліджувався для дискових гальм, які встановлювались на передню вісь автобуса ЛиАЗ-5256Е, при проведенні попереднього етапу випробувань II. Для порівняння застосовувались азбестополімерні та металокерамічні накладки.

На рис. 4 наведена якісна картина температурних полів фрикційних пар дискових гальм на 3-й хвилині та в кінці проведення випробувань II з азбестополімерними та металокерамічними накладками для таких параметрів гальмового механізму та режиму випробувань: густина теплового потоку на поверхнях тертя $Q = 350$ кВт/м²; діаметр диска $D = 420$ мм; товщина диска $h_d = 30$ мм, накладки $h_H = 15$ мм, колодки $h_k = 8$ мм; коефіцієнт тепловіддачі $\alpha = 35$ Вт/м²·град; коефіцієнт взаємного перекриття $\beta = 0,25$. Верхня горизонтальна смуга на цих рисунках відповідає секторам колодка - накладка - зовнішня частина диска, а права смуга – вертикальному перетину сектора диска, при цьому, чим ясніша ділянка, тим більша температура в ній досягнута.

Оскільки наведене вище значення коефіцієнта тепловіддачі, отримане розв’язком зворотної задачі теплопровідності моделюванням за результатами стендових випробувань дискових гальм, то в роботі досліджено вплив розподілу теплових потоків для інших значень тепловіддачі.

Тепловий потік, який відводиться у навколишнє середовище від гальмового механізму, визначався через різницю

$$Q_S = Q_G - (Q_d + Q_n + Q_k), \quad (8)$$

де Q_G - кількість генерованої теплоти на поверхні пари тертя за визначену тривалість гальмування, Дж.

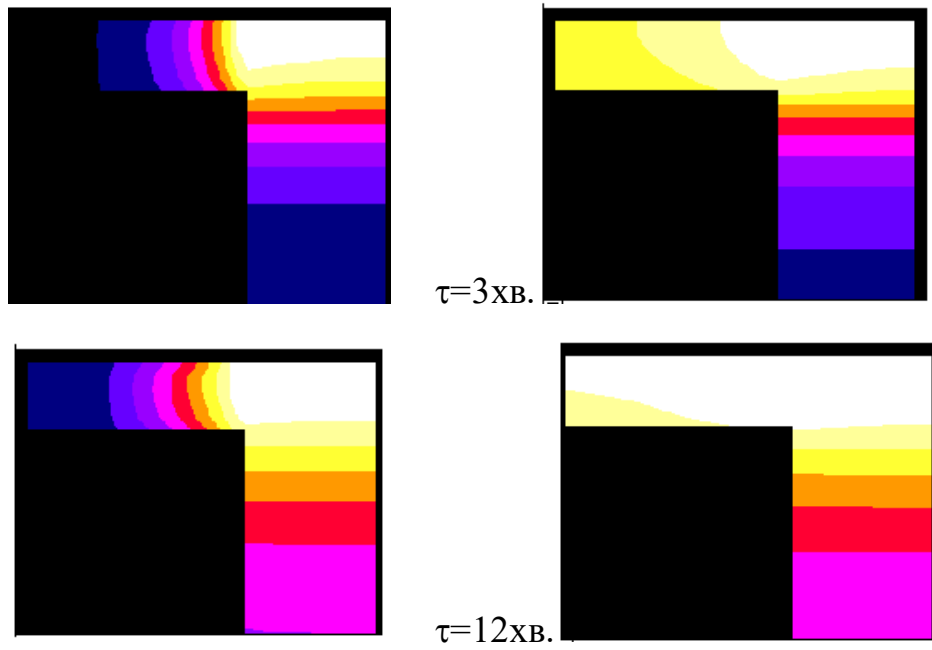


Рис.4. Температурні поля дискового гальма, встановленого на передню вісь автобуса ЛиАЗ-5256Е, на різних інтервалах часу попереднього етапу випробувань II (зліва – для азбестополімерних; справа – для металокерамічних накладок)

Враховуючи, що крок в тепловій моделі за координатою x рівномірний, то відсотковий розподіл генерованого теплового потоку в гальмі можна визначити за формулою

$$A = \frac{100}{(t_P - t_D)\lambda_D + (t_P - t_N)\lambda_N}, \quad (9)$$

де t_P -температура поверхні тертя; t_D -температура в першому вузлі диска від поверхні тертя; λ_D - коефіцієнт теплопровідності диска; t_N - температура в першому вузлі накладки від поверхні тертя; λ_N - коефіцієнт теплопровідності накладки.

Відсоток теплоти, яка спрямована в диск та в накладку, буде рівний відповідно

$$Q_D = A (t_P - t_D)\lambda_D; \quad (10)$$

$$Q_N = A (t_P - t_N)\lambda_N. \quad (11)$$

Відсоток теплоти, що передається з диска та накладки і колодки у навколишнє середовище, визначиться відповідно як

$$Q_{SD} = Q_D - Q_d; \quad (12)$$

$$Q_{SNK} = Q_N - (Q_n + Q_k). \quad (13)$$

Залежності, які показують вплив тепловіддачі на відсоткове співвідношення відведеної теплоти у навколишнє середовище від елементів дискових гальм, наведені на рис.5.

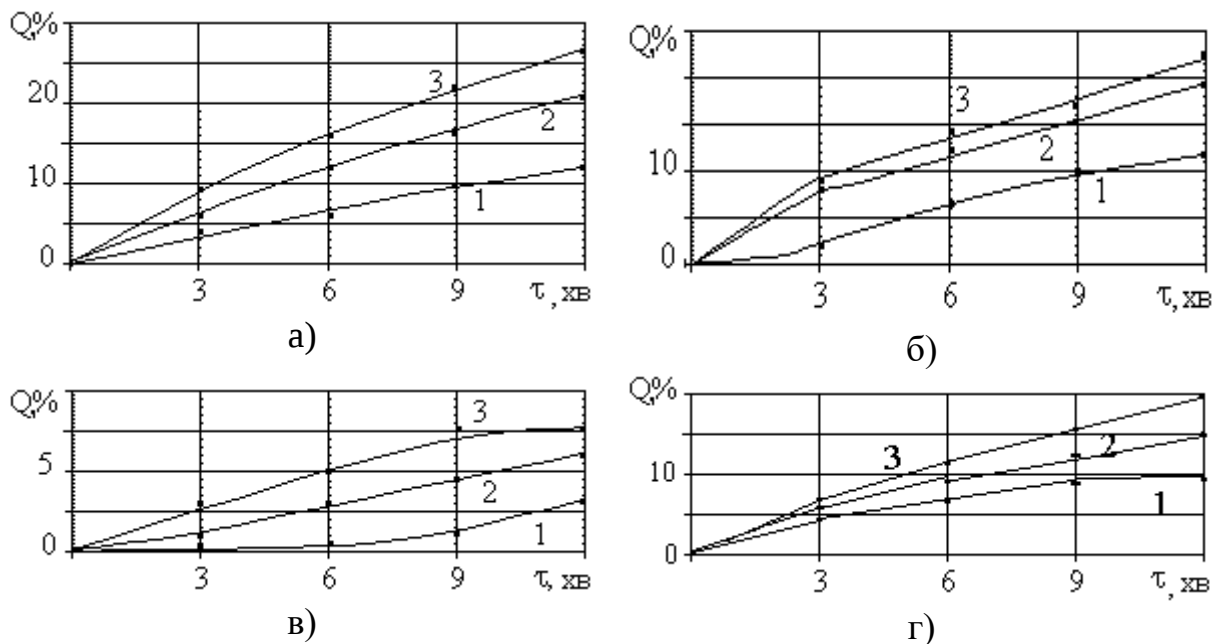


Рис. 5. Відсоткові співвідношення загальної відведеної теплоти у навколишнє середовище від: дискового гальма (а); диска гальма з азбестополімерними накладками (б); диска гальма з металокерамічними накладками (в); накладки і колодки гальма з металокерамічними накладками (г) протягом випробувань II (1- $\alpha=20$ Вт/м²·град; 2- $\alpha=35$ Вт/м²·град; 3 - $\alpha= 50$ Вт/м²·град)

З наведених результатів видно, що загальна кількість відведеної теплоти від дискового гальма не залежить від типу накладок, а тільки від коефіцієнта тепловіддачі. В той же час у гальмі з азбестополімерними накладками вся теплота відводиться в навколишнє середовище тільки від диска, що спричиняє високу температуру поверхні тертя (485 °С при $\alpha = 35$ Вт/м²·град.) і диска в цілому. При використанні металокерамічної накладки 73% теплоти відводиться з поверхонь накладки і колодки, що значно знижує температуру поверхні тертя (317 °С) та диска за тих же умов тепловіддачі.

Розрахунок коефіцієнтів розподілу теплових потоків k_q за результатами досліджень показав, що для гальм з азбестополімерними накладками $k_q = 0,12$, з

металокерамічними – $k_q = 0,51$, розраховані за формулою (3), становлять відповідно $k_q = 0,08$ і $k_q = 0,34$. Їх значення розбігаються приблизно на 33%.

Отримані температурні поля елементів дискового гальма дали змогу оцінити перебіг в них температурних градієнтів, оскільки від них залежить коефіцієнт тертя, а, отже, і коефіцієнт ефективності гальмового механізму, який зростає із збільшенням температурного градієнта і зменшенням загальної температури вузла тертя (рис. 6).

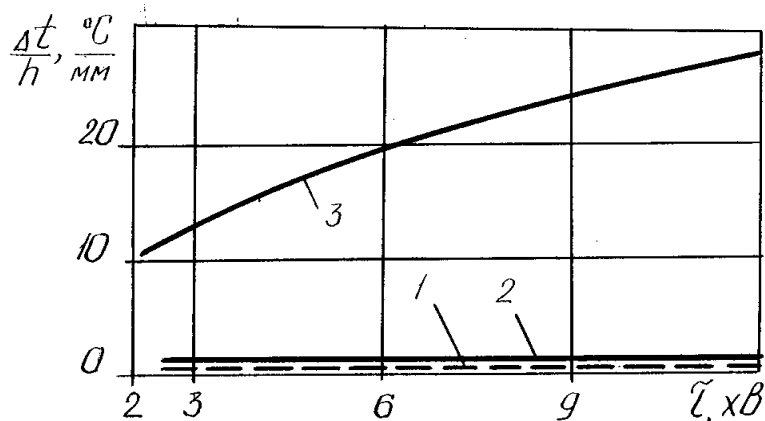


Рис.6. Залежності температурного градієнта від тривалості попереднього етапу випробувань II в елементах гальмового механізму: 1 – диску; 2 – металокерамічній накладці; 3 – азбестополімерній накладці

З наведеного видно, що найбільший температурний градієнт спостерігається в азбестополімерних накладках, причому він зростає зі збільшенням тривалості гальмування. В той же час в диску та в металокерамічних накладках температурний градієнт невеликий і практично не залежить від тривалості гальмування. Отже, з позицій мінімізації температурного режиму рекомендовані металокерамічні накладки, оскільки вони зумовлюють зменшення температури поверхонь пар тертя дискових гальм під час випробувань II. Однак потрібно врахувати, що відведення значної кількості теплоти у металокерамічну накладку спричиняє її напружений температурний режим і вимагає розробки конструктивних заходів щодо теплоізоляції елементів у разі гідравлічного приводу.

Згідно з наведеною в роботі класифікаційною таблицею, в якій визначено чинники, що впливають на розподіл теплових потоків в дисковому гальмі, досліджувався також (методом моделювання) вплив товщини диска на коефіцієнт k_q (рис. 7).

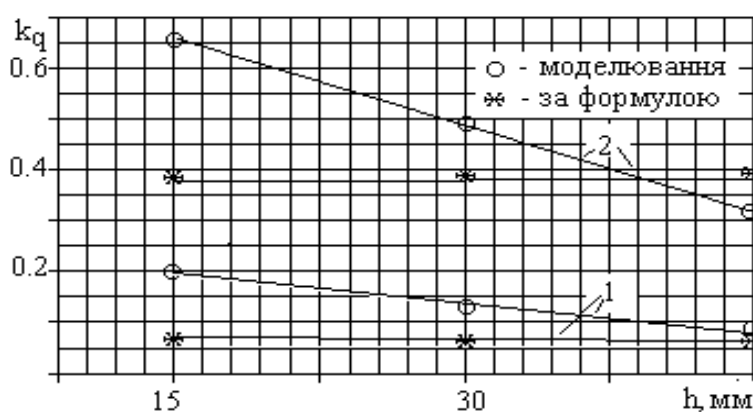


Рис.7. Зміна коефіцієнта розподілу теплових потоків в кінці випробувань II дискових гальм залежно від товщини диска для азбестополімерних (1) та металокерамічних (2) накладок

Видно, що при зміні товщини диска від 15мм до 45мм коефіцієнт розподілу теплових потоків для азбестополімерних накладок зменшується на 34%, а для металокерамічних – на 56%. Це значно відрізняється від розрахункових значень k_q , отриманих за формулою Ф.Шаррона, яка не передбачає його зміну.

Дослідження показали, що при врахуванні тепловіддачі від колодки дискового гальма, коефіцієнт розподілу теплових потоків k_q істотно не змінюється під час проведення попереднього етапу випробувань II як для різних товщин дисків, так і для різних типів накладок, але відрізняється від розрахункових за формулою (4).

Вище було зазначено, що температурний градієнт в накладці значно впливає на коефіцієнт ефективності гальма, й тому в роботі достатньо уваги приділено дослідженню теплових процесів в цьому елементі. Встановлено, що різна товщина накладок по-різному впливає на температурний режим дискових гальм при використанні азбестополімерних та металокерамічних накладок. Так, наприклад, до 3 хв. випробувань товщина накладки істотно не впливає на температуру поверхні тертя як для азбестополімерних, так і для металокерамічних накладок. Однак, в кінці випробувань II зміна товщини накладки з 5 мм до 15 мм призводить до збільшення температур поверхонь тертя для азбестополімерних накладок на 32°C, а для металокерамічних – до зменшення на 50 °C, що для перших становить 6,5%, а для других – 14%.

Таким чином, товщина накладки істотніше впливає на температурний режим гальм при застосуванні металокерамічних накладок, ніж азбестополімерних. Проте температурні градієнти більші і змінні при використанні азбестополімерних накладок (рис.8).

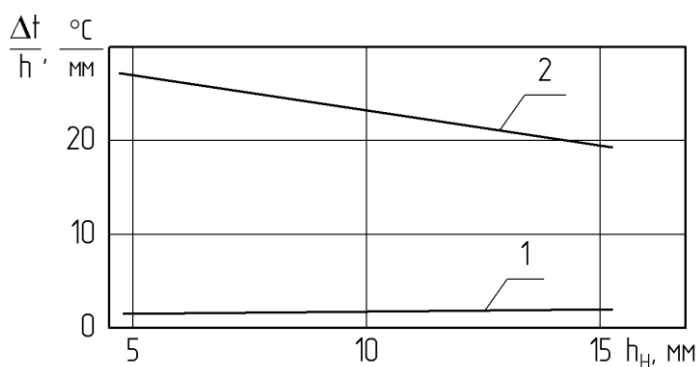


Рис. 8. Зміна температурного градієнта в кінці випробувань II дискових гальм залежно від товщини металокерамічних (1) та азбестополімерних (2) накладок

За результатами моделювання знайдено залежності коефіцієнта k_q від товщини фрикційних накладок (рис.9).

З рис.9. видно, що збільшення товщини фрикційної накладки з 5 мм до 15 мм призводить до зменшення коефіцієнта k_q для азбестополімерних накладок на 30%, а для металокерамічних – до збільшення на 15% в кінці проведення попереднього етапу випробувань II. Слід зазначити, що значення коефіцієнта k_q значно

відрізняється від розрахованих за формулою Ф.Шаррона, яка не передбачає його зміну.

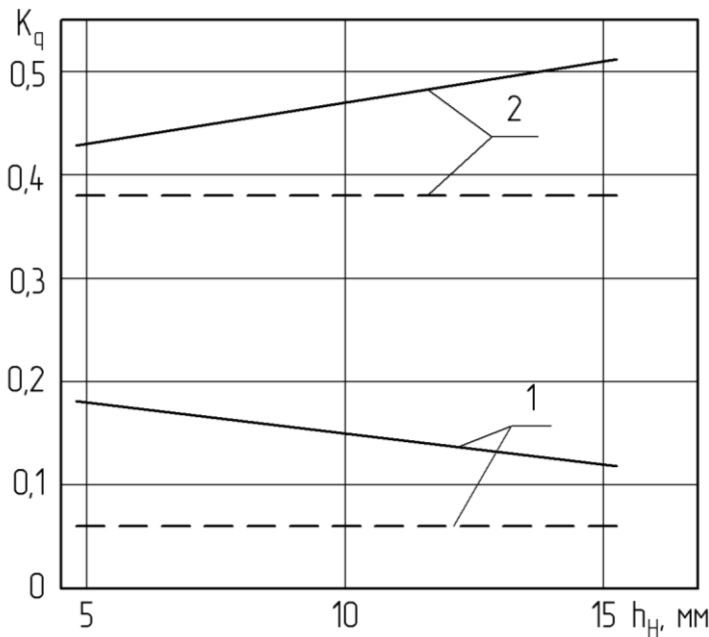


Рис.9. Залежність коефіцієнта розподілу теплових потоків в парах тертя дискових гальм в кінці випробувань II від товщини азбестополімерних (1) та металокерамічних (2) накладок (— результати моделювання) (--- результати розрахунку за формулою Ф.Шаррона)

Здійснено також багаточинниковий підхід до визначення коефіцієнта k_q . З цією метою були створені сіткові моделі дискових гальм з діаметрами дисків $D = 0,42$ та $0,5$ м і товщинами $h = 0,015, 0,03, 0,045$ м, з товщиною накладки $h_H = 0,015$ м. Коефіцієнт взаємного перекриття становив $\beta = 0,25$. Режимні параметри були такими: густини теплових потоків $Q = 200, 350$ і 500 кВт/м²; коефіцієнти тепловіддачі $\alpha = 20, 35$ і 50 Вт/м²·град; тривалість попереднього етапу випробувань II становила 12 хв. Результати розрахунку коефіцієнта k_q на основі моделювання наведені на рис. 10.

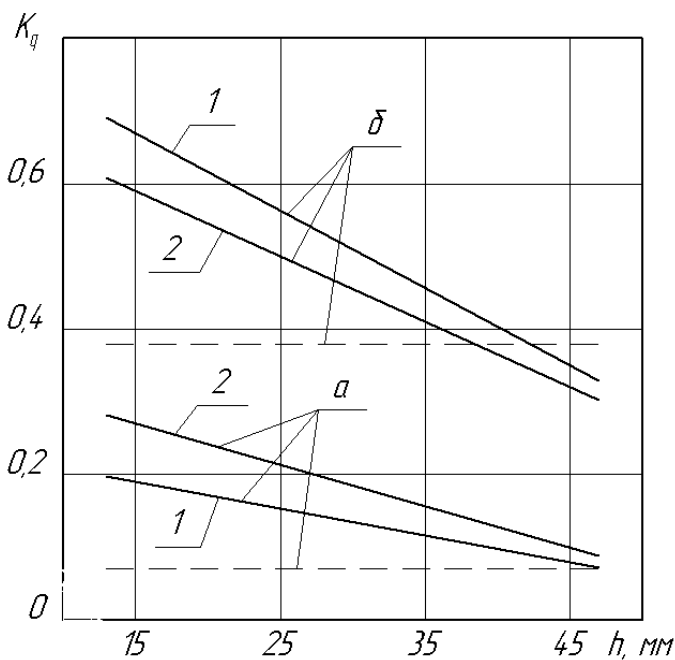


Рис.10. Залежність коефіцієнта k_q від товщини диска гальма діаметром $D = 0,42$ м для азбестополімерних (а) та металокерамічних (б) накладок при: 1 — $\alpha=50$ Вт/м²·град; 2 — $\alpha=20$ Вт/м²·град; (----- результати моделювання); (- - - результати розрахунку за формулою Ф. Шаррона)

Дослідження, виконані на створених теплових моделях, показали, що головним чинником, який впливає на коефіцієнт k_q , є товщина диска. Як видно з рис.10, збільшення товщини диска з 15 мм до 45 мм призводить до зменшення коефіцієнта k_q у разі застосування азбестополімерних накладок приблизно в 1,8 рази, а металокерамічних – у 2,5 рази. Збільшення ж коефіцієнта тепловіддачі з $\alpha = 20 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ до $50 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$. призводить до зменшення k_q в досліджуваному діапазоні товщини диска на 26-43 % для азбестополімерних накладок, і навпаки, до збільшення k_q на 9-14% - якщо металокерамічні накладки. Збільшення ж діаметра диска з $D = 0,42 \text{ м}$ до $D = 0,5 \text{ м}$ незначно підвищує значення k_q для всього діапазону його товщини, але нівелює вплив коефіцієнта тепловіддачі на коефіцієнт k_q для обох розглядуваних накладок.

Слід зазначити, що на величину k_q найменше впливає зміна густини теплового потоку. Наприклад, збільшення густини теплового потоку з $Q = 200 \text{ кВт/м}^2$ до $Q = 500 \text{ кВт/м}^2$ призводить до збільшення k_q на 3-6% для всіх типів накладок.

З огляду на викладене, певний інтерес становить вплив на коефіцієнт k_q спільної дії розглядуваних чинників, тобто $k_q = f(Q, h, \alpha)$. З метою дослідження цієї дії був використаний метод планування експерименту. Складена матриця експерименту типу 2^3 , оскільки вплив різних чинників на коефіцієнт k_q має лінійний характер.

На основі опрацювання результатів експерименту отримано регресійні рівняння для розрахунку коефіцієнта k_q в гальмі з діаметром диска $D=0,42\text{м}$ при застосуванні відповідно азбестополімерних та металокерамічних накладок:

$$k_q = 0,1671 + 0,0036X_1 - 0,0716X_2 - 0,0239X_3 - 0,0031X_1X_2 + 0,0021X_1X_3 + 0,0144X_2X_3; \quad (14)$$

$$k_q = 0,4805 - 0,001X_1 - 0,152X_2 + 0,0185X_3 - 0,003X_1X_2 - 0,009X_1X_3 - 0,006X_2X_3, \quad (15)$$

де X_1, X_2, X_3 – кодовані значення дійсних чинників Q, h, α відповідно,

$$X_1 = \frac{Q - 350}{150}; \quad X_2 = \frac{h - 30}{15}; \quad X_3 = \frac{\alpha - 35}{15}.$$

Аналогічним чином отримано регресійні рівняння для визначення коефіцієнта розподілу теплових потоків k_q в гальмі з діаметром диска $D = 0,5 \text{ м}$ при використанні азбестополімерних та металокерамічних накладок:

$$k_q = 0,19 + 0,009X_1 - 0,074X_2 - 0,006X_3 - 0,004X_1X_2 - 0,004X_1X_3 + 0,008X_2X_3; \quad (16)$$

$$k_q = 0,5105 - 0,012X_1 - 0,116X_2 + 0,010X_3 - 0,0001X_1X_2 - 0,007X_1X_3 + 0,017X_2X_3. \quad (17)$$

Аналіз показав, що отримані рівняння регресії адекватно відтворюють результати експерименту на вибраних інтервалах зміни чинників, оскільки максимальна похибка не перевищує 4,6 %. Таким чином, застосування тривимірної теплової моделі дає змогу оперативно і вірогідно оцінити взаємний вплив різних чинників на коефіцієнт розподілу теплових потоків в парах тертя дискових гальм і ефективно поповнити базу даних для їх концептуального проектування.

ВИСНОВКИ

1. У роботі розв'язана важлива науково-прикладна задача, пов'язана з розширенням функціональних можливостей теплових моделей дискових гальм. На основі загальної методології моделювання створена тривимірна тепла модель дискового гальмового механізму, яка дає змогу дослідити температурні поля одночасно в його основних елементах, що неможливо здійснити на двовимірній моделі. Застосування методу суперпозиції підтвердило можливість з достатньою точністю створити модель гальмового механізму для дослідження розподілу температурних полів в його елементах.

2. Створена методика розрахунку коефіцієнта розподілу теплових потоків в елементах дискового гальма на основі моделювання, яка на відміну від загальновідомої формули Ф.Шаррона, враховує режими гальмування, конструктивні параметри гальма та умови тепловіддачі від його елементів.

3. Розв'язана зворотна задача теплопровідності методом моделювання за результатами стендових випробувань II дискових гальм, що дало змогу визначити реальні значення коефіцієнтів тепловіддачі ($\alpha = 34\text{--}36 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{град}$) і перевірити адекватність створеної тривимірної моделі.

4. Результати моделювання показали, що загальна кількість відведеної теплоти від дискового гальма не залежить від типу накладок, а лише від коефіцієнта тепловіддачі. При цьому в гальмовому механізмі з азбестополімерними накладками вся теплота відводиться в навколишнє середовище тільки від диска, що спричинює високу температуру поверхні тертя і диска в цілому (485°C при $\alpha = 35 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{град}$). З металокерамічною накладкою 73% теплоти відводиться з поверхонь накладки і колодки, що значно знижує температуру поверхні тертя та диска (до 317°C) за тих же умов тепловіддачі.

5. Розрахунок коефіцієнтів розподілу теплових потоків k_q за результатами моделювання показав, що для гальма з азбестополімерними накладками $k_q = 0,12$, а з металокерамічними – $k_q = 0,51$, що на 33% більше у порівнянні з розрахунками за формулою Ф.Шаррона.

6. Отримані результати показали, що найбільший температурний градієнт спостерігається в азбестополімерних накладках, причому він зростає зі збільшенням тривалості гальмування (від 10 до 28 °С/мм). В той же час, у диску та в металокерамічних накладках його значення у межах 1-2 °С/мм і практично не залежить від тривалості гальмування.

7. Встановлено, що зміна товщини диска від 15 мм до 45 мм призводить до зменшення коефіцієнта k_q для азбестополімерних накладок на 34%, а для металокерамічних – на 56%. Характер зміни коефіцієнта k_q близький до лінійної залежності, а формула Ф. Шаррона не передбачає такої зміни. Крім цього, значення коефіцієнта k_q залишається стабільним на всьому інтервалі часу гальмування, незалежно від різних чинників.

8. Досліджено, що приблизно до 3 хв. попереднього етапу випробувань II товщина накладки суттєво не впливає на температуру поверхні тертя як для азбестополімерних, так і металокерамічних накладок. В кінці ж випробувань II зміна товщини накладки з 5 мм до 15 мм призводить до збільшення температур поверхонь тертя для азбестополімерних накладок на 32 °С (6,5%), а для металокерамічних – до зменшення на 50 °С (14%). Виявлено, що збільшення товщини фрикційної накладки з 5 мм до 15 мм призводить до зменшення коефіцієнта k_q для азбестополімерних – на 30%, а для металокерамічних - до збільшення на 15% в кінці попереднього етапу випробувань II.

9. Математичним плануванням експерименту отримане регресійне рівняння для визначення коефіцієнта розподілу теплових потоків в елементах дискового гальма в кінці попереднього етапу випробувань II. Показано, що найголовнішим чинником, який впливає на коефіцієнт k_q , є товщина диска, а найменш вагомим – його діаметр.

10. Застосування розробленої тривимірної моделі гальма та математичного планування експериментів дають змогу значно скоротити обсяги високовартісних натурних випробувань гальмових механізмів (річний економічний ефект становить приблизно 200 тис. грн.) та створити обширну інформаційну базу для їх концептуального проектування.

ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Гудз Г.С., Осташук М.М., Тарапон А.Г. Методика компьютерного моделирования трехмерных температурных полей в дисковых тормозах // Зб. наук. пр. Інституту проблем моделювання в енергетиці НАНУ. - К., 2002, вип.16.- С.95-99.
2. Гудз Г.С., Осташук М.М., Влияние различных факторов на температурный режим дискового тормозного механизма // Зб. наук. пр. Інституту проблем моделювання в енергетиці НАНУ «Моделювання та інформаційні технології». - К., 2002, вип.18.- С. 117-124.

3. Гудз Г.С., Осташук М.М., Тарапон А.Г. Влияние коэффициента перекрытия на температурный режим дискового тормозного механизма // Зб. наук. пр. Інституту проблем моделювання в енергетиці НАНУ. - К., 2002, вип.15.- С.112 – 117.
4. Гудз Г.С., Дем'янюк В.А., Осташук М.М. Дослідження розподілу теплових потоків у парах тертя дискових гальм на тривимірних теплових моделях // Вестн. Харьковского нац. автом-дор. ун-та.- Харьков, 2003, вып. 20.- С.53-56.
5. Осташук М.М. Визначення температурних градієнтів у парах тертя автомобільних дискових гальм на тривимірних теплових моделях // Вісн. Нац. ун-ту «Львівська політехніка» «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів». - Львів, 2003, № 483 – С. 71-75.
6. Гудз Г.С., Осташук М.М., Тарапон О.Г. Дослідження впливу умов теплообміну на розподіл теплових потоків у парах тертя дискових гальм комп'ютерним моделюванням // Зб. наук. пр. Інституту проблем моделювання в енергетиці НАНУ «Моделювання та інформаційні технології». К, 2003, вип. 22.-С. 20-28.
7. Гудз Г.С., Осташук М.М. Вплив товщини диска на розподіл теплових потоків на температурний режим дискових гальм // Вестник Харьковского нац. автомоб.-дор. ун-та. - Харьков, 2004, вып. 24.-С.43-54.
8. Гудз Г.С., Осташук М.М. Вплив параметрів фрикційних накладок на температурний режим та розподіл теплових потоків в автомобільних дискових гальмах // Вісн. Нац. ун-ту «Львівська політехніка» «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів». - Львів, 2004, №509. - С. 57 – 62.
9. Гудз Г.С., Осташук М.М., Королевич Л.М. Визначення закономірностей розподілу теплових потоків у парах тертя дискових гальм на багаточинниковій тривимірній моделі // Сб. научн. тр. Харьковского нац. автомоб.-дор. ун-та «Автомобильный транспорт». - Харьков, 2004, вып. 14 -С.32 – 35.
10. Гудз Г.С., Глобчак М.В., Осташук М.М., Яворський Я.П. Обґрунтування застосування дво- та тривимірних теплових моделей автомобільних дискових гальм // Тези доповідей 6-го міжнародн. симп. українськ. інж.-механ. у Львові. - Львів, 2003.- С.188.
11. Гудз Г.С., Осташук М.М. Розвиток положень класичної теорії розподілу теплових потоків у парах тертя дискових гальм на основі комп'ютерного моделювання // Матеріали 6-ой международной научно-технической конференции «Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы». – Севастополь: изд-во Сев. НТУ, 2003.- С. 106 – 108.

АНОТАЦІЇ

Осташук М.М. Розроблення методу визначення розподілу теплових потоків в елементах автомобільних дискових гальм на тривимірних моделях. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактори. - Національний університет “Львівська політехніка». - Львів, 2005.

Дисертація присвячена обґрунтуванню та розробленню методу визначення розподілу теплових потоків в елементах автомобільних дискових гальмових механізмів. Розроблена тривимірна модель дискового гальма, яка відзначається великою інформаційною продуктивністю. Адекватність створеної моделі перевірена за результатами аналітичного розв'язку теплової задачі для екстреного гальмування та стендових випробувань II. Методом комп'ютерного моделювання досліджено вплив різних чинників на температурний режим і розподіл теплових потоків в

элементах дисковых гальм. На основі цього методу та методу математичного планування експерименту отримане регресійне рівняння для визначення коефіцієнта розподілу теплових потоків в елементах дискових гальм з різними параметрами контртіл при випробуваннях II. Результати досліджень дають змогу скоротити обсяги високовартісних експериментальних досліджень та поповнити банк даних для проектування дискових гальм автомобільних коліс.

Ключові слова: теплова модель, тривимірна модель, дисковий гальмовий механізм, автотранспортний засіб, Правила 13 ЄЕК ООН, випробування II, енергонавантаженість, енергоемність, температурний режим.

Осташук М.М. Разработка метода определения распределения тепловых потоков в элементах автомобильных дисковых тормозов на трехмерных моделях. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 - автомобили и тракторы. - Национальный университет “Львівська політехніка”. - Львов, 2005.

Диссертация посвящена разработке метода определения распределения тепловых потоков в элементах автомобильных дисковых тормозов и исследованию с его помощью влияния различных факторов на это распределение, и тем самым температурных полей в элементах дисковых тормозных механизмов на режимах испытаний II, как наиболее энергонагруженных.

С этой целью разработана трехмерная модель дискового тормоза, базирующаяся на общей методологии моделирования задач теплофизики и программном комплексе “Фурье-2”, который обладает высокой информационной производительностью. Адекватность тепловой модели проверена по результатам аналитического расчета температур поверхностей трения тормоза в случае экстренного торможения и решения обратной задачи теплопроводности компьютерным моделированием по результатам стендовых испытаний II.

В работе решены следующие задачи: проведен анализ энергонагруженности тормозных механизмов АТС в реальных условиях эксплуатации и на типовых режимах испытаний; осуществлен обзор тепловых моделей тормозных механизмов и методов их теплового расчета и исследований; развиты методы математического моделирования путем создания трехмерной тепловой модели дискового тормоза; разработан метод определения тепловых потоков в элементах дисковых тормозов на созданных трехмерных моделях; проведены стендовые испытания тормозных механизмов с целью проверки правильности постановки математической модели задачи; исследовано влияние различных факторов на температурный режим и распределение тепловых потоков в элементах дисковых тормозных механизмов компьютерным моделированием.

Моделированием установлено, что общее количество отведенного тепла от дискового тормоза не зависит от типа накладок, а только от коэффициента теплоотдачи α . При этом в тормозе с асбестополимерными накладками вся теплота отводится в окружающую среду только от диска, что приводит к высоким температурам поверхностей трения (485°C при $\alpha = 35 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{град.}$) и диска в целом. При использовании металлокерамической накладки 73% теплоты отводится от поверхностей накладки и колодки, что значительно снижает температуру поверхностей трения (до 317°C) и диска при тех же условиях теплоотдачи.

Показано, что изменение толщины диска от 15 мм до 45 мм приводит к уменьшению коэффициента распределения тепловых потоков k_q для асбестополимерных накладок на 34%, а для металлокерамических – на 56 %, что не учитывается общеизвестной формулой Ф. Шаррона.

Математическим моделированием и планированием эксперимента получено регрессионное уравнение для определения коэффициента распределения тепловых потоков в элементах

дискового тормоза в конце предварительного этапа испытаний II. Показано, что главным фактором, который влияет на коэффициент k_q , является толщина диска, а наименее весомым – его диаметр.

Применение созданной трехмерной тепловой модели тормоза дает возможность сократить объемы дорогостоящих натурных испытаний тормозных механизмов (годовой экономический эффект составляет около 200 тыс. грн.) и создать обширную информационную базу для их концептуального проектирования.

Научная новизна полученных результатов состоит в дальнейшем развитии теоретических положений и методов тепловых исследований дисковых тормозных механизмов на типовых режимах испытаний. Впервые создана трехмерная модель дискового тормоза, которая позволяет одновременно исследовать температурные поля в его элементах (диске, колодке, накладке), что невозможно осуществить на известных двумерных моделях. На созданной модели осуществлен многофакторный анализ при исследовании распределения тепловых потоков в элементах дисковых тормозных механизмов с различными параметрами контртел, что дало возможность изучить влияние на него различных факторов (теплого потока, коэффициента теплоотдачи, толщины и диаметра диска) и получить новые результаты.

Рекомендации и технические решения, предложенные в работе, приняты и используются в конструкторской практике при проектировании тормозных механизмов в ОАО “Укравтобуспром” (г. Львов) и Холдинговой компании “АвтоКрАЗ” (г. Кременчуг), а также в учебном процессе кафедры “Автомобилестроение” Национального университета “Львівська політехніка”.

Ключевые слова: тепловая модель, трехмерная модель, дисковый тормозной механизм, автотранспортное средство, Правила 13 ЕЭК ООН, испытания II, энергонагруженность, энергоемкость, температурный режим.

Ostashuk M. M. Development of the method for determining heat flows distribution in the elements of automobile disk brakes using 3D models. – Manuscript.

Dissertation for obtaining the degree of the Candidate of Technical Sciences. Speciality 05.22.02 – Automobiles and Tractors. – Lviv Polytechnic National University. – Lviv, 2005.

The research deals with grounding and developing the method for determining heat flows in the elements of automobile disk brakes mechanisms. The 3D model of the disk brake has been developed, the model having large information productivity. The adequacy of the created model has been checked against the results of the analytical solution of the heat task for the case of the urgent breaking as well as bench tests II. Methods of computer simulation were used to study the effects of different factors on temperature conditions and heat flows distribution in the elements of disk brakes. On the basis of this method and the method of experiment planning there has been obtained are regressive formula for determining the coefficient of heat flows distribution in disk brakes elements with various counterbody parameters during tests II. The results of the research allow to decrease the number of costly experimental investigations and to increase the data bank for concept designing of automobile wheels disk brakes.

Key words: thermal model, 3D model, disk brake mechanism, a vehicle, UN EEC Regulations 13, tests II, energy load, energy capacity, temperature conditions.