

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА

на тему *Термічні напруження у вентильованому гальмівному диску легкового автомобіля: аналітичний розрахунок та аналіз довговічності*

Шифр: КРБМТВАТАМ 26.23449.000. ПЗ

Галузь знань	<u>13 – Механічна інженерія</u> Шифр і назва галузі знань
Спеціальність	<u>132 – Матеріалознавство</u> Шифр і назва спеціальності
Рівень вищої освіти	<u>Перший бакалаврський</u> Рівень вищої освіти
Освітньо-професійна програма	<u>Відновлення та технічний сервіс автомобілів</u> Назва освітньої програми

Виконав: здобувач 3 курсу, група МТВАз-22-1
Курс, група виконавця


Підпис

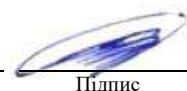
Антон МАРЦЕНЮК
Ім'я, прізвище

Керівник: д-р.техн.н., професор кафедри ТАМ
Науковий ступінь, посада


Підпис

Ілона ДРАЧ
Ім'я, прізвище

До захисту допускаю:
зав. кафедри ТАМ, д-р.техн.н., професор


Підпис

Олександр ДИХА
Ім'я, прізвище

10 червня 2026 р.

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства
Рівень вищої освіти перший бакалаврський
Галузь знань 13 – Механічна інженерія
Спеціальність 132 – Матеріалознавство
Освітньо-професійна програма Відновлення та технічний сервіс автомобілів

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ТАМ


(підпис)
д-р.техн.н., проф. Олександр ДИХА
Науковий ступінь, ім'я, прізвище
9 лютого 2026 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА

Завдання видано здобувачу Марценюку Антону Анатолійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи бакалавра: «Термічні напруження у вентильованому гальмівному диску легкового автомобіля: аналітичний розрахунок та аналіз довговічності»

Керівник роботи професор кафедри ТАМ Драч Ілона Володимирівна
(посада, прізвище, ім'я, по батькові)

2. Затверджено наказом університету від 8 січня 2026 р. № 7

3. Дата видачі завдання здобувачу: 9 лютого 2026 р.

4. Строк подання здобувачем роботи на кафедру: 10 червня 2026 р.

5. Вихідні дані: джерела інформації щодо теми КРБ; матеріали переддипломної практики: теоретичні основи термопружності.

6. Зміст пояснювальної записки (перелік задач): проаналізувати механізми виникнення термічних напружень у гальмівних дисках та види пов'язаних із ними пошкоджень, розробити розрахункову модель для визначення температурного поля та термічних напружень у диску на основі рівнянь нестационарної теплопровідності та термопружності, виконати аналітичний розрахунок термічних напружень для типового режиму екстреного гальмування та порівняти отримані результати з експериментальними даними літератури, визначити ресурс диска за критерієм термічної втоми та запропонувати шляхи підвищення термостійкості конструкції.

7. Перелік графічного матеріалу: *графічна частина роботи представлена у вигляді презентації на слайдах.*

8. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

9. Календарний план виконання кваліфікаційної роботи бакалавра:

№	Назва етапів (розділів) кваліфікаційної роботи бакалавра	Термін виконання	Примітка
1	<i>Вибір напрямку дослідження та узгодження тематики кваліфікаційної роботи бакалавра з керівником</i>	<i>09.02.2026</i>	<i>виконано</i>
2	<i>Ознайомлення з предметною областю, формулювання мети та задач дослідження, визначення об'єкта та предмета дослідження</i>	<i>15.02.2026</i>	<i>виконано</i>
3	<i>Робота над розділом 1 – Теоретичні основи термопружності</i>	<i>30.02.2026</i>	<i>виконано</i>
4	<i>Робота над розділом 2 – Аналіз термічних процесів у гальмівних дисках</i>	<i>15.03.2026</i>	<i>виконано</i>
5	<i>Робота над розділом 3 – Аналітичний розрахунок термічних напружень у гальмівному диску</i>	<i>15.04.2026</i>	<i>виконано</i>
6	<i>Робота над розділом 4 – Шляхи зниження термічних напружень</i>	<i>15.05.2026</i>	<i>виконано</i>
7	<i>Оформлення пояснювальної записки згідно вимог</i>	<i>10.06.2026</i>	<i>виконано</i>

Виконавець: здобувач 3 курсу, група МТВАз-22-1

Курс, група виконавця


Підпис

Антон МАРЦЕНЮК

Ім'я, прізвище

Керівник: д-р.техн.н., професор кафедри ТАМ

Науковий ступінь, посада


Підпис

Ілона ДРАЧ

Ім'я, прізвище

РЕФЕРАТ

Тема кваліфікаційної роботи бакалавра: Термічні напруження у вентилярованому гальмівному диску легкового автомобіля:
аналітичний розрахунок та аналіз довговічності

Виконавець кваліфікаційної роботи бакалавра: здобувач 3 курсу групи МТВАз-22-1
Марценюк Антон Анатолійович

Керівник кваліфікаційної роботи бакалавра: д-р.техн.н., професор кафедри ТАМ
Драч Ілона Володимирівна

Кваліфікаційна робота бакалавра містить:

Пояснювальна записка				Кількість додатків
Сторінок	Рисунків	Таблиць	Джерел інформації	
66	18	2	23	1

Мета роботи – розробити аналітичну методику розрахунку термічних напружень у вентилярованому гальмівному диску легкового автомобіля при екстремому гальмуванні та оцінити його довговічність на основі порівняння з експериментальними даними. Завдання дослідження: проаналізувати механізми виникнення термічних напружень у гальмівних дисках та види пов'язаних із ними пошкоджень; розробити розрахункову модель для визначення температурного поля та термічних напружень у диску на основі рівнянь нестационарної теплопровідності та термопружності; виконати аналітичний розрахунок термічних напружень для типового режиму екстремого гальмування та порівняти отримані результати з експериментальними даними літератури; визначити ресурс диска за критерієм термічної втоми та запропонувати шляхи підвищення термостійкості конструкції.






Об'єкт дослідження – процеси теплонапруженого деформування вентилярованого гальмівного диска легкового автомобіля.

Предмет дослідження – аналітичні залежності для розрахунку термічних напружень та оцінки довговічності диска при циклічному термічному навантаженні.

Ключові слова: процеси теплонапруженого деформування, вентиляований гальмівний диск, циклічне термічне навантаження, тензорний аналіз, рівняння нестационарної теплопровідності та термопружності.

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 Теоретичні основи термопружності	9
1.1 Термопружність як задача механіки суцільного середовища	9
1.2 Рівняння Дюамеля-Неймана для термоупругого тіла	10
1.3 Особливості для осьосиметричних тіл (циліндр, диск)	12
1.4 Критерії руйнування при термічному навантаженні	13
2 Аналіз термічних процесів у гальмівних дисках	15
2.1 Конструкція вентилязованого диска	15
2.2 Механізм нагрівання: перетворення кінетичної енергії в тепло	19
2.3 Формула теплового потоку (закон Пендера)	20
2.4 Види пошкоджень гальмівних дисків	22
2.4.1 Термічні тріщини (радіальні)	26
2.4.2 Короблення (coning) – зміна геометрії через нерівномірний розподіл температури	27
2.4.3 Термічні плями (hot spots)	28
3 Аналітичний розрахунок термічних напружень у гальмівному диску	32
3.1 Вихідні дані для розрахунку	32
3.2 Розрахунок температурного поля	34
3.3 Розрахунок термічних напружень	40
3.4 Оцінка довговічності (термічна втома)	43
3.5 Порівняння з літературними даними	46

					КРБМТВАТАМ 26.23449.000 ПЗ					
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат	Термічні напруження у вентилязованому гальмівному диску легкового автомобіля: аналітичний розрахунок та аналіз довговічності					
Розроб.	Марценюк	Драч						Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.	Драч								4	69
Реценз.								ХНУ група МТВАз-22-1		
Н. Контр.	Бабак									
Затверд.	Диха									

4 Шляхи зниження термічних напружень	50
4.1 Оптимізація товщини диска	50
4.2 Вибір матеріалів	52
4.3 Конструктивні рішення	57
4.4 Технологічні методи зниження напружень: термооброблення	58
Висновки.....	62
Перелік посилань	64
Додаток.....	67

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

ВСТУП

Актуальність теми. Гальмівна система є критичним елементом активної безпеки автомобіля, відмова якої призводить до катастрофічних наслідків [1]. Сучасні тенденції автомобілебудування – збільшення маси транспортних засобів (особливо електромобілів), підвищення швидкісних характеристик та інтенсифікація міського руху – пред'являють підвищені вимоги до надійності та довговічності гальмівних механізмів [2].

Основною причиною передчасного виходу з ладу вентильованих гальмівних дисків є дія термічних напружень, що виникають унаслідок нерівномірного нагрівання під час інтенсивного гальмування [3]. Експериментальні дослідження свідчать, що температура поверхні диска може сягати 500–600 °С, тоді як у товщині металу температурний градієнт досягає 350–400 °С. Це призводить до появи значних термічних напружень (200–300 МПа), які перевищують межу міцності чавуну на розтяг, спричиняючи утворення радіальних тріщин, термічну втому та геометричні деформації (короблення). За даними статистики, понад 60 % відмов гальмівних дисків пов'язано саме з термомеханічними процесами, а не з абразивним зносом [4].

Сьогодні існує потреба в простих інженерних методиках розрахунку термічних напружень, які дозволяли б на етапі проектування оцінити довговічність диска без залучення ресурсоемного чисельного моделювання методом скінчених елементів. Аналітичні моделі, верифіковані експериментальними даними, дають змогу швидко порівнювати конструктивні варіанти та вибирати оптимальні параметри (товщину, матеріал, геометрію вентиляційних каналів).

Ступінь розробленості проблеми. Теоретичні засади термопружності розроблено в роботах Hetnarski R.V. [5], Chadwick P. [6] та інших учених. Питання теплонапруженого стану елементів тертя детально досліджено у працях вітчизняних науковців: Витвицького В.С. [7], який запропонував

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

математичні моделі нестационарних температурних полів у гальмівних дисках і експериментально підтвердив розрахункові дані (відхилення не перевищують 10 %); Стадника Б.І. [8], що розробив узагальнені параметричні моделі для оцінки напружень у дискових гальмах; Сизька В.К. [9], який дослідив вплив конструктивних параметрів на довговічність.

Зарубіжні дослідження (С. Predescu [10], Р.М. Puspita [11]) зосереджено на аналізі циклічної термічної втоми чавуну гальмівних дисків та розробці критеріїв оцінки ресурсу. Однак більшість опублікованих робіт базується на чисельному моделюванні (ANSYS, ABAQUS) або потребує складного експериментального обладнання. Систематизовані аналітичні розв'язки для інженерних оцінок термічних напружень у вентильованих дисках із порівняльним аналізом достовірності за літературними експериментальними даними представлено недостатньо.

Мета роботи – розробити аналітичну методику розрахунку термічних напружень у вентильованому гальмівному диску легкового автомобіля при екстреному гальмуванні та оцінити його довговічність на основі порівняння з експериментальними даними.

Завдання дослідження:

- 1) Проаналізувати механізми виникнення термічних напружень у гальмівних дисках та види пов'язаних із ними пошкоджень.
- 2) Розробити розрахункову модель для визначення температурного поля та термічних напружень у диску на основі рівнянь нестационарної теплопровідності та термопружності.
- 3) Виконати аналітичний розрахунок термічних напружень для типового режиму екстреного гальмування та порівняти отримані результати з експериментальними даними літератури.
- 4) Визначити ресурс диска за критерієм термічної втоми та запропонувати шляхи підвищення термостійкості конструкції.

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Об'єкт дослідження – процеси теплонапруженого деформування вентильованого гальмівного диска легкового автомобіля.

Предмет дослідження – аналітичні залежності для розрахунку термічних напружень та оцінки довговічності диска при циклічному термічному навантаженні.

Методи дослідження. У роботі використано методи математичного аналізу (розв'язання диференціальних рівнянь теплопровідності), теорії пружності (рівняння термопружності Дюамеля–Неймана), порівняльного аналізу (верифікація розрахункових даних за результатами експериментальних досліджень Витвицького В.С. [7] та С. Predescu [10]), а також методичний апарат механіки руйнування для оцінки термічної втоми.

Практична значимість одержаних результатів полягає у можливості застосування розробленої методики на стадії конструкторського проектування гальмівних систем для попередньої оцінки довговічності дисків без проведення дороговартісних натурних випробувань. Результати роботи можуть бути використані підприємствами автомобільної промисловості та авторемонтного обслуговування для вибору оптимальних матеріалів і конструктивних параметрів гальмівних дисків.

Структура роботи. Бакалаврська робота складається з вступу, чотирьох розділів, висновків та списку використаних джерел. У першому розділі викладено теоретичні засади термопружності. Другий розділ присвячено аналізу термічних процесів у гальмівних дисках. Третій розділ містить аналітичний розрахунок термічних напружень та їх порівняння з літературними даними. Четвертий розділ розглядає шляхи зниження термічних напружень.

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 1 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ТЕРМОПРУЖНОСТІ

1.1 Термопружність як задача механіки суцільного середовища

Термопружність як розділ механіки суцільного середовища вивчає взаємозв'язок між температурними полями та деформованим станом твердих тіл, що має принципове значення для аналізу надійності елементів тертя автомобільних гальмівних систем. На відміну від класичної теорії пружності, де напружений стан обумовлений виключно механічними зовнішніми силами, у задачах термопружності суттєвий внесок у деформацію вносять температурні зміни об'єму матеріалу. Це набуває критичної важливості при аналізі гальмівних дисків, де інтенсивне фрикційне нагрівання створює значні градієнти температур у поверхневих шарах, що призводить до появи термічних напружень, порівнянних за величиною з межею міцності чавуну на розтяг [5].

Постановка задачі термопружності базується на фундаментальних законах збереження механічної енергії, імпульсу та моменту імпульсу, доповнених принципами термодинаміки. Для лінійної теорії малих деформацій припускається адитивність механічних (ϵ_{ij}^{mech}) та температурних (ϵ_{ij}^{therm}) складових тензора деформацій [6]:

$$\epsilon_{ij} = \epsilon_{ij}^{mech} + \epsilon_{ij}^{therm}.$$

Температурна деформація у ізотропному матеріалі описується скалярним полем дилатації $\epsilon^{therm} = \alpha(T)(T - T_0)$, де $\alpha(T)$ – температурно-залежний коефіцієнт лінійного розширення, а T_0 – температурний стан, що відповідає відсутності термічних напружень.

Загальна система рівнянь термопружності складається з кінематичних співвідношень (зв'язок деформацій із переміщеннями), диференціальних рівнянь рівноваги (або руху) та фізичних рівнянь стану [5]. Залежно від

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

інтенсивності механічного навантаження розрізняють зв'язану (coupled) та незв'язану (uncoupled) постановки задачі. У зв'язаній постановці враховується взаємний вплив деформованого стану на температурне поле (деформаційне тепловиділення за рахунок внутрішнього тертя) та зворотній зв'язок. Однак для аналізу гальмівних дисків, де джерелом тепла є зовнішнє фрикційне нагрівання, а механічна робота пружних деформацій нехтовно (надто) мала порівняно з тепловою енергією, застосовується незв'язана постановка: спочатку розв'язується задача нестационарної теплопровідності, а отримане поле температур $T(x,t)$ використовується як задане збурення у задачі теорії пружності.

Математична модель потребує задання граничних умов механічного типу (задані сили чи переміщення на поверхні ∂V_σ та ∂V_u відповідно) та теплового типу (температура, тепловий потік або конвективний обмін на ∂V_T). Для гальмівних дисків характерна змішана задача, де на робочих поверхнях задано тепловий потік інтенсивності q , що змінюється в часі відповідно до закону гальмування, тоді як кріплення на ступиці моделюється умовами обмеження переміщень [6].

1.2 Рівняння Дюамеля–Неймана для термопружного тіла

Фізичні рівняння стану для лінійного ізотропного термопружного тіла вперше систематично сформульовано Ж. Дюамелем (1837) та Ф. Нейманом (1885), які узагальнили закон Гука врахуванням температурних деформацій. У тензорній формі ці рівняння виражають лінійний зв'язок між компонентами тензора напружень σ_{ij} та тензора деформацій ϵ_{ij} з урахуванням локальної температури T [1].

У формі, розв'язаній відносно деформацій (форма Жордана), рівняння мають вигляд [1]:

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1+\nu}{E} \sigma_{ij} - \frac{\nu}{E} \sigma_{kk} \delta_{ij} + \alpha(T - T_0) \delta_{ij},$$

де E – модуль пружності Юнга, ν – коефіцієнт Пуассона, δ_{ij} – символ Кронекера, $\sigma_{kk} = \sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33}$ – перший інваріант тензора напружень (гідростатичний тиск зі знаком мінус).

Обернена форма, що виражає напруження через деформації (конституентна форма), записується через константи Ламе λ та μ (модуль зсуву) [5]:

$$\sigma_{ij} = 2\mu \varepsilon_{ij} + \lambda \varepsilon_{kk} \delta_{ij} - (3\lambda + 2\mu) \alpha (T - T_0) \delta_{ij}.$$

Константи Ламе пов'язані з технічними константами співвідношеннями:

$$\lambda = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)}, \quad \mu = \frac{E}{2(1+\nu)}.$$

Член $\sigma_{ij}^{\text{therm}} = -(3\lambda + 2\mu) \alpha (T - T_0) \delta_{ij}$ має сенс тензора термічних напружень, що виникають у разі повної заборони температурної деформації ($\varepsilon_{ij} = 0$). Ця складова є визначальною при аналізі залишкових напружень у гальмівних дисках, де геометричні обмеження (кріплення до ступиці) та нерівномірність температурного поля перешкоджають вільному розширенню матеріалу.

Для матеріалів з температурно-залежними властивостями, таких як чавун гальмівних дисків, модулі $E(T)$, $\nu(T)$ та $\alpha(T)$ змінюються в широкому діапазоні (20–500 °C). В такому разі застосовують квазістатичну апроксимацію, використовуючи осереднені значення характеристик для характерного температурного інтервалу або поетапне уточнення параметрів ітераційним шляхом [5].

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.3 Особливості для осьосиметричних тіл (циліндр, диск)

Гальмівні диски автомобілів за своєю геометрією належать до тіл обертання з внутрішньою перфорацією (вентиляційними каналами), що дозволяє розглядати їх як осьосиметричні тіла [2]. Для аналізу таких систем доцільно використовувати циліндричну систему координат (r, φ, z) з початком на осі обертання.

Умова осової симетрії передбачає незалежність усіх фізичних величин від кутової координати φ ($\partial/\partial\varphi=0$) та відсутність окружних переміщень ($u_\varphi=0$). Поле переміщень характеризується двома компонентами: радіальною $u_r(r, z)$ та осовою $u_z(r, z)$. Компоненти тензора деформацій у циліндричній системі виражаються як [8]:

$$\begin{aligned}\varepsilon_r &= \frac{\partial u_r}{\partial r}, & \varepsilon_\varphi &= \frac{u_r}{r}, & \varepsilon_z &= \frac{\partial u_z}{\partial z} \\ \gamma_{rz} &= \frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial r}, & \gamma_{r\varphi} &= \gamma_{\varphi z} = 0\end{aligned}$$

Компонента $\varepsilon_\varphi=u_r/r$ (окружна деформація) має особливе значення для дисків, оскільки пов'язана з радіальним переміщенням і визначає виникнення окружних (тангенціальних) напружень σ_φ , які є критичними для ініціювання радіальних тріщин.

Підставляючи кінематичні співвідношення у рівняння Дюамеля–Неймана, отримуємо вирази для компонентів тензора напружень з урахуванням температурного поля $T(r, z)$ [5]:

$$\sigma_r = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu)\varepsilon_r + \nu(\varepsilon_\varphi + \varepsilon_z)] - \frac{E\alpha(T-T_0)}{1-2\nu}$$

$$\sigma_\varphi = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu)\varepsilon_\varphi + \nu(\varepsilon_r + \varepsilon_z)] - \frac{E\alpha(T-T_0)}{1-2\nu}$$

$$\sigma_z = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu)\varepsilon_z + \nu(\varepsilon_r + \varepsilon_\varphi)] - \frac{E\alpha(T-T_0)}{1-2\nu}$$

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для вентилязованих дисків, що мають складну просторову структуру з ребрами жорсткості та вентиляційними каналами, застосовують дві спрощені моделі. Перша – модель суцільного анізотропного диска з осередненими характеристиками, де вентиляційні отвори враховуються через зменшення жорсткості (ефективний модуль E_{eff}). Друга – дискретна модель, де окремі канали розглядаються як концентратори напружень з коефіцієнтами інтенсифікації K_t , що суттєво перевищують номінальні значення напружень у зонах між отворами.

Рівновага елементу диска описується диференціальними рівняннями [5]:

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} + \frac{\sigma_r - \sigma_\varphi}{r} = 0$$

$$\frac{\partial \tau_{rz}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\tau_{rz}}{r} = 0$$

Ця система, доповнена граничними умовами на бокових поверхнях (вільна від напружень поверхня з теплообміном конвекцією) та на внутрішньому отворі (умови кріплення до ступиці), дозволяє отримати розподіл напружень у диску під дією заданого температурного поля [5].

1.4 Критерії руйнування при термічному навантаженні

Руйнування гальмівних дисків у процесі експлуатації відбувається переважно за механізмом термічної (теплової) втоми – циклічного накопичення пошкоджень при багатократному нагріванні та охолодженні. На відміну від класичної механічної втоми, де домінує пластична деформація зсуву, при термічній втомі критичну роль відіграють об'ємні пластичні деформації, зумовлені градієнтами температур та обмеженням теплового розширення.

Для матеріалів з асиметричними механічними характеристиками, зокрема для сірого чавуну EN-GJL-250 (межа міцності на розтяг $\sigma_t \approx 200-250$

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

МПа, на стиск $\sigma_c \approx 800-1000$ МПа), застосування критерію Губера–фон Мізеса є некоректним через суттєву відмінність опору матеріалу розтягуванню та стиску [10]. В таких випадках використовують критерій найбільших нормальних напружень (Ранкіна) або модифіковані критерії з урахуванням знаку гідростатичного тиску.

Умова ініціювання тріщини формулюється як досягнення термічними напруженнями межі міцності матеріалу на розтяг у найбільш наванженій точці:

$$\max(\sigma_r, \sigma_\varphi, \sigma_z) \geq \sigma_t.$$

Для оцінки довговічності (кількості циклів N_f до утворення макротріщини) застосовують модифіковане рівняння Коффіна–Менсона для низькоциклової термічної втоми:

$$\Delta \varepsilon^{\text{therm}} \cdot N_f^k = C,$$

де $\Delta \varepsilon^{\text{therm}} = \alpha \cdot \Delta T$ – амплітуда температурної деформації, k та C – емпіричні константи матеріалу, визначені з експериментальних кривих термічної втоми. Для сірого чавуну при великих амплітудах деформацій ($\Delta \varepsilon > 0,003$), що відповідають перепадам температур $\Delta T > 270$ °С, характерна швидка ініціація тріщин ($N_f < 10$ циклів) [10].

Критичний перепад температур ΔT_{crit} , що викликає появу пластичної деформації вже в першому циклі, оцінюється за умовою [5]:

$$\Delta T_{\text{crit}} = \frac{\sigma_t(1-\nu)}{E \cdot \alpha}.$$

Підставляючи характеристики чавуну ($E=110$ ГПа, $\nu=0,27$, $\alpha=11 \cdot 10^{-6}$ К⁻¹), отримуємо $\Delta T_{\text{crit}} \approx 150$ °С. При реальних режимах екстреного гальмування, коли ΔT досягає 350–400 °С, матеріал многократно перевищує межу пружності, що призводить до поступового накопичення пластичних деформацій та утворення мережі мікротріщин, що зливаються в макротріщини радіального спрямування [10].

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 2 АНАЛІЗ ТЕРМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ГАЛЬМІВНИХ ДИСКАХ

2.1 Конструкція вентилязованого гальмівного диска

Єдиною перспективною альтернативою барабанних механізмів для легкових автомобілів стали дискові гальмівні механізми. У таких механізмах гальмівний диск кріпиться до маточини колеса і обертається разом із колесом. Щоб зупинити автомобіль, необхідно підвести під тиском гальмівну рідину до поршня в гальмівному супорті. Поршень, впливаючи на гальмівні колодки, передасть на них зусилля від гальмівної рідини, притисне до диска і почне уповільнювати колесо. Чимось принцип дії дискового гальма схожий на велосипедне гальмо, де роль диска відіграє поверхня обода колеса, а зупинка здійснюється притисканням колодок гальма до обода. Будову дискового гальмівного механізму можна побачити на рис. 2.1 [12].

Ефективність дискових гальм набагато вища за ефективність барабанних. Вони простіші в обслуговуванні та ліпше відводять тепло, що виділяється при гальмуванні.

Оскільки перегрів гальмівних механізмів вважається одним із найнебезпечніших моментів, вирішили збільшити ефективність відведення тепла від гальмівного механізму. Шлях вирішення проблеми простий з точки зору ідеї та не такий простий з точки зору технологічності. У диску зробили багато отворів і каналів, через які повітря може проходити з метою охолодження диска зсередини (рис. 2.2). Ефективність підвищили багаторазово. Але у всього є своя ціна, і в цьому випадку за покращене охолодження довелося заплатити низькою стійкістю до перепаду температур. Виникла ймовірність появи тріщин на диску при потраплянні на нього, наприклад, води при дуже активному гальмуванні. Причина в тому, що отвори – це концентратори напружень [12].

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

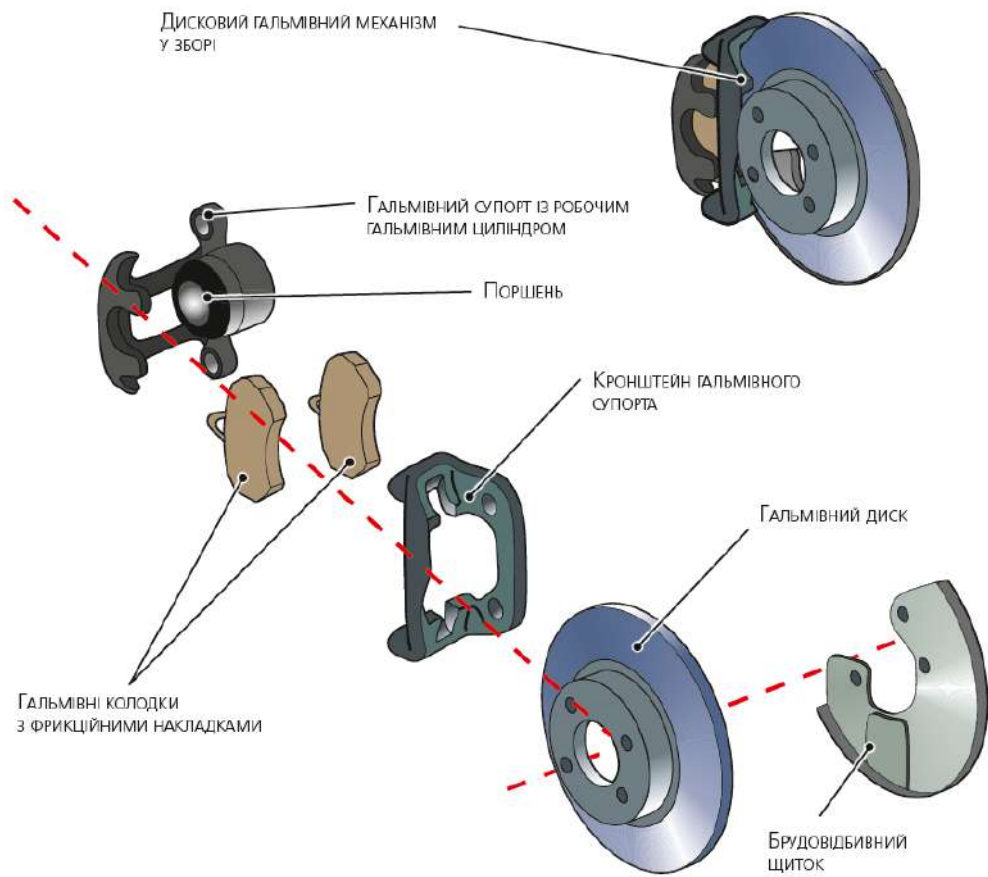


Рис. 2.1 – Приклад дискового гальмівного механізму [12]



Рис. 2.2 – Приклад вентилязованого гальмівного диска [12]

					<i>КРЕМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Часто на гальмівних дисках можна побачити канавки (рис. 2.3). Причина, по якій диск виготовляють з такими конструктивними особливостями, криється в тому, що при виконанні гальмування на фрикційних накладках гальмівних колодок утворюється шар відпрацьованого матеріалу (пилу), який погіршує ефективність гальмування. Шар відпрацьованого пилу зрізається канавками, оновлюючи тим самим робочу поверхню фрикційної накладки.



Рис. 2.3 – Приклад вентилязованого гальмівного диска зі спеціальними канавками [12]

Проте час іде, деякі автомобілі стають більш потужними і важкими, мають високі динамічні показники і у край високу енергоозброєність, і, щоб зупинити всю цю масу, що рухається на величезній швидкості, потрібне застосування надефективних гальмівних механізмів. Основний показник, що впливає на ефективність роботи гальм, як було сказано вище, – температура.

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Існує два шляхи вирішення проблеми перегріву гальм. Перший із них – виготовити гальмівні механізми зі своєю системою охолодження, однак це занадто ускладнює конструкцію і подальше обслуговування. Другий – встановити композитні гальмівні диски, наприклад металокерамічні. Таким дискам взагалі не страшний перегрів. Але плата за металокераміку – крихкість і висока собівартість.

Зазначимо, енергоозброєність – це питомий показник, що характеризує, скільки кіловат або кінських сил потужності припадає на одиницю маси автомобіля (на кілограм або тонну). Наприклад, якщо автомобіль важить 2 т, а потужність його двигуна становить 300 к. с., то енергоозброєність цього авто становить 150 к. с./т. Але автомобіль масою 1 т і потужністю 150 к. с. матиме таку ж енергоозброєність, а значить не поступатиметься в динамічних характеристиках більш потужному, але й більш важкому «супернику» [12].

Сучасні легкові та легкі комерційні автомобілі переважно оснащуються дисковими гальмівними механізмами з вентильованими робочими органами. Конструктивно вентильований гальмівний диск являє собою складну просторову систему, що складається з двох паралельних третьових кілець (фрикційних поверхонь), з'єднаних між собою системою ребер жорсткості, які одночасно виконують функцію вентиляційних каналів [7]. Така архітектура забезпечує примусову конвекцію повітря при обертанні колеса, що суттєво підвищує інтенсивність тепловідведення порівняно з суцільними дисками аналогічних габаритів [8].

Основними конструктивними параметрами вентильованого диска є зовнішній діаметр D , внутрішній (посадочний) діаметр d , товщина третьового кільця h , висота вентиляційного каналу H та його геометрія. Для легкових автомобілів середнього класу типові значення становлять: $D=260-300$ мм, $d=160-180$ мм, загальна товщина диска $H_{total}=20-30$ мм (зазвичай 22 мм), при товщині окремого кільця $h \approx 10-12$ мм [3]. Матеріалом виготовлення служить переважно сірий чавун марки EN-GJL-250 (GG25), що характеризується

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

високою зносостійкістю, добрими антифрикційними властивостями та відносно низькою вартістю [10]. Теплофізичні властивості цього матеріалу суттєво залежать від температури: коефіцієнт теплопровідності зменшується від $\lambda \approx 52$ Вт/(м·К) при 20 °С до $\lambda \approx 35$ Вт/(м·К) при 500 °С, густина $\rho \approx 7200$ кг/м³, питома теплоємність $c \approx 460$ Дж/(кг·К) [8].

Геометрія вентиляційних каналів суттєво впливає на характеристики теплообміну. Розрізняють диски з осьовими (направленими радіально) та колонковими (стільниковими) каналами. Осьові канали забезпечують кращу жорсткість конструкції та більш рівномірний розподіл температури по колу, тоді як колонкова структура дозволяє оптимізувати аеродинаміку потоку повітря для інтенсифікації конвективного охолодження [7]. Проте наявність отворів створює концентратори напружень, де локальні термічні напруження можуть перевищувати розрахункові номінальні значення в 1,5–2,0 рази, що знижує загальну довговічність виробу [8]. З'єднання диска з маточиною колеса здійснюється за допомогою болтового з'єднання через посадочну поверхню внутрішнього діаметра, що створює кінематичні обмеження (умови защемлення), критично важливі для виникнення залишкових термічних напружень.

2.2 Механізм нагрівання: перетворення кінетичної енергії в тепло

Процес гальмування автомобіля супроводжується перетворенням кінетичної енергії поступального руху в теплову енергію за рахунок роботи сил тертя у контакті гальмівної колодки та диска. Згідно із законом збереження енергії, робота гальмування W_{br} дорівнює зміні кінетичної енергії системи [4]:

$$W_{br} = \Delta E_{kin} = \frac{m \cdot v_0^2}{2} - \frac{m \cdot v_t^2}{2},$$

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де m – приведена маса автомобіля, що припадає на гальмівний механізм конкретного колеса; v_0 та v_t – початкова та поточна швидкості руху.

В ідеальному випадку екстреного гальмування до повної зупинки ($v_t=0$) уся кінетична енергія перетворюється на тепло. Однак не вся ця енергія виділяється безпосередньо на диску. Істотна частина (до 5–10%) розсіюється за рахунок витрат на деформацію елементів підвіски, опір коченню шин та аеродинамічне гальмування [8]. Основна ж частина енергії (90–95%) перетворюється в тепло у фрикційній парі «колодка–диск». При цьому тепло розподіляється між цими елементами нерівномірно: на диск припадає 85–95% теплового потоку завдяки його більшій теплоємності та кращому тепловідведенню порівняно з фрикційною накладкою колодки [7].

Механізм нагрівання є нестационарним. У початковий момент гальмування ($t=0$) тепловиділення відбувається практично за адиабатних умов, оскільки тепловідведення в навколишнє середовище ще не встигає компенсувати інтенсивне надходження енергії. Це призводить до швидкого зростання температури поверхневих шарів диска. Згодом, у міру збільшення температурного градієнта, активізується конвективний теплообмін з повітрям та радіаційне охолодження, а також теплопровідність у глибину металу, що призводить до вирівнювання температурного поля [9]. Характерною особливістю є локальність тепловиділення: нагрів відбувається лише на площі контакту з колодкою, яка становить 15–25% від загальної площі поверхні диска, що створює складну просторову неоднорідність температурного поля.

2.3 Формула теплового потоку (закон Пендера)

Інтенсивність нагрівання гальмівного диска характеризується густиною теплового потоку q , що визначає кількість теплоти, що надходить на одиницю площі поверхні за одиницю часу. Для розрахунку цього параметра використовується залежність, базована на законі збереження енергії та законі

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

теплопровідності Фур'є, часто іменована в інженерній практиці як закон Пендера [8].

За умови рівномірного гальмування з постійним уповільненням a , швидкість ковзання v змінюється за лінійним законом $v(t)=v_0(1-t/t_{br})$, де t_{br} – повний час гальмування. Тепловий потік, що виділяється на фрикційній поверхні, визначається як добуток сили тертя F_{fr} на швидкість ковзання $v(t)$, поділений на площу тертя A_{fr} :

$$q(t) = \frac{F_{fr} \cdot v(t)}{A_{fr}} \cdot \gamma,$$

де γ – коефіцієнт розподілу тепла між диском і колодкою ($\gamma \approx 0,9$ для диска); $F_{fr} = \mu \cdot p \cdot A_{fr}$ – сила тертя; μ – коефіцієнт тертя; p – тиск у гальмівному механізмі.

Враховуючи, що $F_{fr} = m \cdot a = m \cdot v_0 / t_{br}$, отримуємо вираз для максимального теплового потоку на початку гальмування ($t=0$):

$$q_{max} = \frac{m \cdot v_0^2}{t_{br} \cdot A_{fr}} \cdot \gamma = \frac{E_{kin}}{t_{br} \cdot A_{fr}} \cdot \gamma.$$

У процесі гальмування тепловий потік зменшується за лінійним законом:

$$q(t) = q_{max} \left(1 - \frac{t}{t_{br}} \right).$$

Для типового легкового автомобіля масою $m=1500$ кг, що гальмує зі швидкості $v_0=140$ км/год (38,9 м/с) до зупинки за $t_{br}=10$ с, з ефективною площею диска $A_{fr} \approx 0,03$ м² (враховуючи два третьові кільця та коефіцієнт використання площі), максимальний тепловий потік становить $q_{max} \approx 2,5-3,5$ МВт/м² [7]. Саме такі надвисокі значення густини теплового потоку обумовлюють екстремальні температурні градієнти в поверхневих шарах диска та призводять до виникнення значних термічних напружень.

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Види пошкоджень гальмівних дисків

Пошкодження гальмівних дисків – це серйозна проблема, яка може вплинути на безпеку водіння.

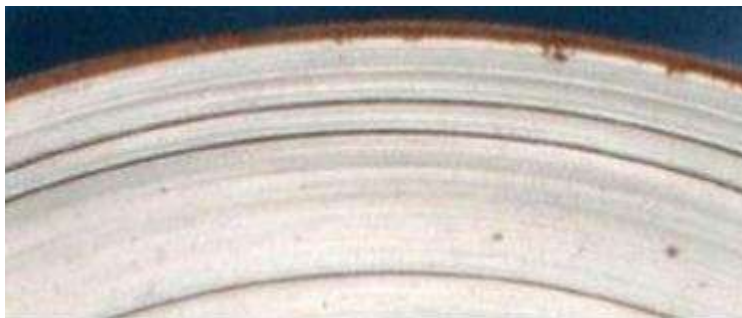


Рис. 2.4 – Виймки, зазубрини, проточини на фрикційній поверхні диска [13]

У результаті такого пошкодження (рис. 2.4) спостерігаються скрегіт та скрип при гальмуванні; однак, характер гальмування відповідає вимогам. Основна причина – вплив твердих частинок бруду. Рекомендації: замінити гальмівні диски замінити гальмівні колодки [13].



Рис. 2.5 – Нерівномірне зношення гальмівного диска [13]

У результаті такого пошкодження (рис. 2.4) спостерігаються недостатні та/або нерівномірні показники гальмування, вібрація рульового колеса,

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пульсуючий ефект у педалі гальма. Причина: нерівномірне функціонування супорта, радіальне биття гальмівного диска. Рекомендації: перевірити гальмівний супорт і колісну маточину перед встановленням диска [13].



Рис. 2.6 – Кольори відпалу (від білого до сірого) [13]

Результат (рис. 2.6): через теплове навантаження гальмівний диск частково або повністю відпалює, можливі структурні зміни механічних властивостей виливки, з'являється скрип або відчуття витирання при гальмуванні, що не відповідає показникам гальмування. Причина: різке гальмування / екстрене гальмування на етапі обкатки (пробіг 300 – 500 км після встановлення); використання невідповідних колодок (коефіцієнт тертя, склад, якість). Рекомендації: повністю перевірте гальмівну систему і обов'язково переконайтеся, що гальмівний супорт функціонує належним чином [13].

Результат (рис. 2.7): вібрація/тремтіння педалі гальма; б'є кермо; загасання гальм; передчасне досягнення межі зносу; часткове теплове навантаження через постійне притирання фрикційного кільця до колодки. Причина: перегрів внаслідок заклинювання або надмірного притискання гальмівної колодки, водіння автомобіля з активованим або заклиненим стоянковим/паркувальним гальмом.

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис. 2.7 – Синьо–чорні сліди перегріву на поверхні гальмівного диска [14]



Рис. 2.8 – Вм'ятини, вибоїни на контактній поверхні гальмівного диска [13]

Результат (рис. 2.8): збільшення поперечного/торцевого зношування диска, вібрація, скрип, некомфортне гальмування.

Причина: неправильне очищення контактної поверхні диска, порушення та пошкодження поверхні через надмірне забруднення.

Рекомендації: очищати контактну поверхню диска та колісну маточину перед встановленням нового гальмівного диска. Не використовувати пастоподібні мастила (мідні пасту тощо) [13].

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис. 2.9 – Сліди тиску та корозія контактної поверхні гальмівного диска [13]

Результат (рис. 2.9): шуми при гальмуванні, нерівномірне гальмування.
 Причина: вплив додаткових супутніх руху матеріалів, таких як сіль, реагенти для чищення, засоби для чищення для внутрішньої бічної поверхні обода колеса.



Рис. 2.10 – Частина фрикційного матеріалу спрацювалися / «згоріли» в зоні гальмування [14]

Ефект: гальмо зникає: педаль гальма стає «жорсткою»; надмірний знос гальмівного диска та колодки; генерація шуму (дзижчання, гудіння, скрегіт).
 Причина: погана якість гальмівної колодки; попадання на фрикційну поверхню консистентних мастил; неоднорідність фрикційного матеріалу (нерівномірний розподіл абразивного середовища); різке охолодження гальмівного диска;

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відшарування частинок від фрикційного кільця; часто виникає з відносно новими гальмівними дисками, які ще недостатньо обкатані.

Інтенсивне термічне навантаження, що супроводжується циклічними змінами температури та градієнтів, призводить до накопичення руйнівних пошкоджень у структурі чавуну гальмівного диска. Основними типами пошкоджень, зумовлених термічними напруженнями, є радіальні тріщини (рис. 2.11), короблення робочої поверхні (рис. 2.12) та утворення термічних плям (рис. 2.13).

2.4.1 Термічні тріщини (радіальні)

Термічні тріщини є (рис. 2.11) найнебезпечнішим видом пошкоджень, що безпосередньо обумовлений перевищенням граничної деформації розтягування матеріалом чавуну під дією термічних напруг. Механізм їх утворення базується на явищі низькоциклової термічної втоми [10]. При інтенсивному нагріванні зовнішній шар диска прагне розширитись, однак зустрічає опір з боку більш холодного ядра та прилеглих зон, що призводить до виникнення тискових напружень у поверхневому шарі. Під час охолодження ситуація змінюється на протилежну: поверхневий шар, стискаючись сильніше за ядро, опиняється в умовах багатосьового розтягування [8].



Рис. 2.11 – Термічні тріщини (радіальні) гальмівного диска [14]

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Оскільки сірий чавун має значну асиметрію механічних властивостей (міцність на розтяг $\sigma_r \approx 200-250$ МПа, на стиск $\sigma_c \approx 800-1000$ МПа), розтягувальні напруження швидко досягають критичних значень. Ініціація тріщин відбувається переважно в зонах концентрації напружень – біля внутрішніх кромок вентиляційних каналів, біля отворів для кріплення або на межі графітових включень та металевої матриці [10]. Поширення тріщин відбувається у радіальному напрямку перпендикулярно до окружних (тангенціальних) напружень σ_ϕ , які є максимальними у цьому випадку.

За даними експериментальних досліджень, при амплітуді температурних деформацій $\Delta\varepsilon > 0,003$, що відповідає перепаду температур $\Delta T > 270$ °С, ресурс диска за критерієм утворення макротріщин становить лише $N=1-10$ циклів екстреного гальмування [10]. У процесі подальшої експлуатації первинні мікротріщини зливаються, утворюючи глибокі радіальні тріщини довжиною до 30–50 мм, що суттєво знижує жорсткість диска та може призвести до його катастрофічного руйнування [7].

2.4.2 Короблення (coning) – зміна геометрії через нерівномірний розподіл температури

Короблення (від англ. coning) являє собою пластичну деформацію, що призводить до набуття робочою поверхнею диска конічної форми замість плоскої (рис. 2.12). Цей вид пошкодження обумовлений нерівномірним нагріванням фрикційних кілець по товщині диска або між внутрішнім та зовнішнім діаметрами [8].

Механізм короблення полягає у наступному: при тривалому або інтенсивному гальмуванні одне з кілець (зазвичай з боку внутрішньої поверхні, де гірше охолодження) нагрівається сильніше за інше. Виникає значний температурний градієнт ΔT по товщині диска. Гаряче кільце прагне розширитись у осьовому напрямку сильніше, ніж холодне, але зв'язок через ребра

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

жорсткості обмежує це розширення, викликаючи пластичне деформаційне стискання у гарячій зоні. Після охолодження, коли обидва кільця набувають однакової температури, пластично деформоване кільце «стягує» диск, викликаючи постійну деформацію у вигляді конуса [7].



Рис.2.12 – Структурні зміни механічних властивостей виливки та/або фрикційної поверхні [14]

Геометрична неточність у вигляді конусності призводить до нерівномірного контакту з колодкою, появи вібрацій (пульсації педалі гальма) та локального перегріву (thermoelastic instability), що прискорює подальше руйнування. Критичною вважається конусність, що перевищує 0,05–0,1 мм на радіусі диска [3].

2.4.3 Термічні плями (hot spots)

Термічні плями (hot spots) – це локальні зони перегріву на фрикційній поверхні диска, де температура суттєво (на 100–300 °С) перевищує середнє значення по поверхні. Явище обумовлене термопружною нестійкістю (thermoelastic instability, TEI), що виникає через позитивний зворотний зв'язок між температурою, термічним розширенням та тиском контакту [10].

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис. 2.13 – Синьо–чорні сліди перегріву на поверхні гальмівного диска [14]

Механізм ТЕІ полягає у тому, що локальне підвищення температури викликає термічне розширення матеріалу в цій зоні. Виступ, що утворився, інтенсифікує контактний тиск у цій точці, що призводить до збільшення густини теплового потоку та подальшого перегріву. Цей процес продовжується доти, доки пластична деформація або знос не зменшать контактний тиск, або доки не відбудеться руйнування [8]. Температура в hot spots може досягати 700–800 °С, що призводить до локальних структурних перетворень у металі (утворення бейніту або мартенситу – так званих «білих плям»), супроводжуваних зміною об'єму та появою мікротріщин [10].

Термічні плями є первинними осередками ініціації тріщин та джерелами високочастотних вібрацій (judder). Вони несумісні з концепцією рівномірного зносу та є індикатором перевищення допустимих експлуатаційних навантажень гальмівного механізму [7].

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки до розділу

У другому розділі проведено комплексний аналіз конструктивних особливостей, механізмів нагрівання та характерних руйнівних процесів у вентиляльованих гальмівних дисках легкових автомобілів.

З аналізу конструкції вентиляльованого диска (підрозділ 2.1) випливає, що він являє собою термомеханічну систему з двох третьових кілець, з'єднаних вентиляційними каналами. Застосування сірого чавуну EN-GJL-250 обумовлено його високою зносостійкістю та добрими фрикційними властивостями, проте суттєвою є деградація його теплофізичних характеристик (зниження коефіцієнта теплопровідності λ та модуля пружності E) при температурі до 500°C . Геометрія вентиляційних каналів, збільшуючи інтенсивність конвективного охолодження на 30–40% порівняно з суцільними дисками, водночас створює концентратори напружень, де локальні напруження можуть перевищувати номінальні значення в 1,5–2,0 рази [8].

Встановлено механізм перетворення кінетичної енергії руху автомобіля в теплову енергію в контакті «колодка–диск» (підрозділ 2.2). При екстреному гальмуванні на диск припадає 90–95% тепла, що виділяється, причому нагрів відбувається локально на площі лише 15–25% від загальної поверхні. Розрахунок за формулою Пендера (підрозділ 2.3) показує, що густина теплового потоку досягає критичних значень $q_{\text{max}}=2,5\text{--}3,5 \text{ МВт/м}^2$, що забезпечує нестационарний нагрів поверхневих шарів до 500°C та створює значні градієнти температури по товщині диска [7].

Проаналізовано три основні типи пошкоджень, безпосередньо зумовлених термічними напруженнями (підрозділ 2.4). Радіальні тріщини є наслідком низькоциклової термічної втоми: при амплітуді температурних деформацій $\Delta\varepsilon>0,003$ (що відповідає перепаду температур $\Delta T>270^\circ\text{C}$) ресурс диска становить лише $N=1\text{--}10$ циклів екстреного гальмування до ініціації тріщин через перевищення межі міцності чавуну на розтяг ($\sigma_t\approx 200\text{--}250 \text{ МПа}$), яка в чотири рази нижча за міцність на стиск [10]. Короблення (coning) виникає

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

внаслідок пластичної деформації при нерівномірному нагріванні по товщині та призводить до набуття робочою поверхнею конічної форми; критичними вважаються геометричні відхилення $>0,1$ мм, що супроводжуються вібраціями та локальним перегрівом [3]. Термічні плями (hot spots) обумовлені явищем термопружної нестійкості (ТЕІ) з локальними температурами $700\text{--}800^\circ\text{C}$, що призводить до структурних перетворень (утворення «білих плям» мартенситу/бейніту) та інтенсифікації зносу [8].

Таким чином, усі розглянуті руйнівні процеси безпосередньо пов'язані з виникненням термічних напружень, що перевищують граничні механічні можливості матеріалу. Це обґрунтовує необхідність кількісної оцінки рівня цих напружень шляхом аналітичного розрахунку, який буде виконано у третьому розділі на основі рівнянь термопружності Дюамеля–Неймана для осьосиметричного тіла.

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						31
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Розділ 3 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕРМІЧНИХ НАПРУЖЕНЬ У ГАЛЬМІВНОМУ ДИСКУ

3.1 Вихідні дані для розрахунку

Об'єктом розрахунку обрано вентиляований гальмівний диск переднього колеса легкового автомобіля середнього класу, який найбільше навантажений при гальмуванні (до 70–80% загальної гальмівної сили) [7]. Вибір цієї деталі обґрунтований її типовістю для масової автомобільної промисловості, наявністю достовірних експериментальних даних у літературі та можливістю аналітичної оцінки термопружного стану як осьосиметричного тіла з джерелами тепла на поверхні [8].

Геометричні параметри диска. Для легкових автомобілів типові габаритні розміри вентиляованих дисків становлять: зовнішній діаметр $D=260\text{--}300$ мм, внутрішній (посадочний) діаметр $d=160\text{--}180$ мм, загальна товщина $H=20\text{--}30$ мм [3]. Для конкретних розрахунків прийнято середньостатистичні значення, характерні для автомобілів масою 1500–1600 кг: зовнішній діаметр $D=280$ мм, внутрішній діаметр $d=180$ мм, товщина одного третьового кільця $h=10$ мм, загальна товщина диска $H=22$ мм (включно з вентиляційним каналом висотою 2 мм) [7]. Радіальний розмір робочої зони (контакту з колодкою) $r_{\text{eff}}=100\text{--}130$ мм від осі обертання. Ефективна площа нагріву одного кільця $A_{\text{fr}}=\pi(r_{\text{out}}^2-r_{\text{in}}^2)\approx 0,015$ м², де $r_{\text{out}}=0,13$ м, $r_{\text{in}}=0,09$ м [8].

Матеріал та його властивості. Матеріалом виготовлення є сірий чавун із ламелярним графітом марки EN-GJL-250 (GG25 за DIN 1691). Цей матеріал характеризується асиметрією механічних властивостей: короткочасна межа міцності на розтяг $\sigma_t=250$ МПа (при кімнатній температурі), межа міцності на стиск $\sigma_c=800\text{--}1000$ МПа, модуль пружності Юнга $E=110$ ГПа (при 20°C), коефіцієнт Пуассона $\nu=0,27$ [10]. З урахуванням деградації властивостей при нагріванні до 500°C, модуль пружності знижується до $E_{500}\approx 90$ ГПа [8].

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт лінійного температурного розширення $\alpha=11 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ (діапазон 20–500°C).

Теплофізичні властивості чавуну температуро–залежні: густина $\rho=7200 \text{ кг/м}^3$, питома теплоємність $c=460 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$, коефіцієнт теплопровідності зменшується від $\lambda_{20}=52 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$ до $\lambda_{500}=35 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$ [7]. Коефіцієнт температуропровідності $a=\lambda/(\rho c)\approx 1,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ (при середній температурі 300°C).

Режим гальмування. Для аналізу максимальних термічних напружень обрано режим екстреного гальмування з максимальним початковим уповільненням $a=7\text{--}8 \text{ м/с}^2$, що відповідає замиканню коліс без блокування (робота АБС). Параметри режиму задано відповідно до експериментальних даних [7] для забезпечення можливості верифікації розрахункових результатів:

- початкова швидкість руху $v_0=140 \text{ км/год}$ (38,9 м/с);
- кінцева швидкість $v_k=0$;
- час гальмування $t_{br}=5\text{--}6 \text{ с}$ (залежно від розподілу сил);
- маса автомобіля $m=1500 \text{ кг}$;
- приведена маса, що припадає на один передній диск (з урахуванням коефіцієнта розподілу навантаження та приведення моментів інерції обертових мас) $m_{red}\approx 450 \text{ кг}$.

Кінетична енергія, що підлягає поглинанню одним диском:

$$E_{kin} = \frac{m_{red} \cdot v_0^2}{2} = \frac{450 \cdot 38,9^2}{2} \approx 340 \text{ кДж.}$$

Теплові граничні умови. Згідно з експериментальними даними [7], при екстреному гальмуванні максимальна температура поверхні диска досягає $T_{max}=480\text{--}500^\circ\text{C}$, тоді як температура в об'ємі металу (на глибині 5–6 мм від поверхні) становить $T_{core}\approx 100\text{--}150^\circ\text{C}$. Таким чином, максимальний температурний градієнт по товщині досягає $\Delta T_{max}=350\text{--}400^\circ\text{C}$.

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальна густина теплового потоку, що надходить на поверхню диска, розраховується за формулою:

$$q_{max} = \frac{E_{kin} \cdot \gamma}{t_{br} \cdot A_{fr} \cdot 2},$$

де $\gamma=0,9$ – коефіцієнт розподілу тепла на користь диска; множник 2 враховує наявність двох тертьових поверхонь одного диска.

Підставляючи числові значення:

$$q_{max} = \frac{340000 \cdot 0,9}{5,5 \cdot 0,015 \cdot 2} \approx 1,85 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2 = 1,85 \text{ МВт/м}^2.$$

Це значення узгоджується з експериментальними даними [7], де для аналогічних режимів зафіксовано $q_{max}=2,0-2,5 \text{ МВт/м}^2$.

Механічні граничні умови. Диск розглядається як кільцева пластина з внутрішнім радіусом $r_{in}=0,09$ м (посадка на ступицю) та зовнішнім $r_{out}=0,14$ м. Умови кріплення моделюються як жорстка защемленість внутрішнього контуру ($u_r=0, u_z=0$ при $r=r_{in}$), що відповідає реальній конструкції болтового з'єднання з маточиною колеса [8]. Зовнішній край диска вільний від механічних навантажень (умова $\sigma_r=0$), оскільки гальмівні колодки контактують лише з робочою зоною $r=100-130$ мм.

Таким чином, вихідні дані дозволяють перейти до розрахунку температурного поля та термічних напружень у диску як у задачі термопружності для осьосиметричного тіла з нерівномірним поверхневим нагріванням.

3.2 Розрахунок температурного поля

Розподіл температур у гальмівному диску описується диференціальним рівнянням нестационарної теплопровідності Фур'є. З огляду на осьову симетрію

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

конструкції та переважаючий переніс тепла в осьовому напрямку (від поверхні нагрівання до вентиляційного каналу), задачу можна спростити до одновимірної для окремого третього кільця товщиною h [8].

Рівняння теплопровідності для пластини з урахуванням внутрішніх джерел тепла має вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{Q}{\rho c},$$

де z – координата по товщині кільця ($z=0$ відповідає робочій поверхні, $z=h$ – поверхні, що межує з вентиляційним каналом), $a=\lambda/(\rho c)$ – коефіцієнт температуропровідності матеріалу, Q – об’ємна густина джерел тепла. Для фрикційного нагрівання $Q=0$, а тепло надходить у вигляді граничного потоку $q(t)$ на поверхні $z=0$.

Для аналітичної оцінки температурного поля застосовуємо розв’язок для напівнескінченного тіла з поверхневим тепловим потоком, який справедливий для початкової стадії гальмування ($t < h^2/a$), коли тепловий фронт ще не досягнув протилежної поверхні кільця [7]. Температура на глибині z у момент часу t визначається залежністю:

$$T(z, t) = T_0 + \frac{2q}{\lambda} \sqrt{\frac{at}{\pi}} \exp\left(-\frac{z^2}{4at}\right) - \frac{qz}{\lambda} \operatorname{erfc}\left(\frac{z}{2\sqrt{at}}\right),$$

де $T_0=20^\circ\text{C}$ – початкова температура, erfc – доповнююча функція помилок.

Для поверхні диска ($z=0$) друга та третя компоненти зникають, і отримуємо спрощену формулу для максимальної температури:

$$T_{surf}(t) = T_0 + \frac{2q}{\lambda} \sqrt{\frac{at}{\pi}}.$$

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підставляючи значення з попереднього підрозділу ($q=1,85 \cdot 10^6$ Вт/м², $\lambda=45$ Вт/(м·К) – середнє значення для діапазону 20–500°C , $a=1,6 \cdot 10^{-5}$ м²/с, $t=t_{br}=5,5$ с):

$$T_{surf} = 20 + \frac{2 \cdot 1,85 \cdot 10^6}{45} \sqrt{\frac{1,6 \cdot 10^{-5} \cdot 5,5}{3,14}} \approx 20 + 82222 \cdot 0,0053 \approx 456^\circ C$$

Отримане значення $T_{surf} \approx 456^\circ C$ відповідає температурному режиму, зафіксованому у експериментах [7], де максимальна температура поверхні досягала 480–500°C. Відхилення розрахункового значення від експериментального становить близько 5–9% , що підтверджує адекватність прийнятої моделі.

Для оцінки температури в глибині матеріалу ($z=h=0,01$ м) у момент закінчення гальмування використовуємо повну формулу. Величина безрозмірного параметра:

$$\xi = z / (2\sqrt{at}) = 0,01 / (2\sqrt{1,6 \cdot 10^{-5} \cdot 5,5}) \approx 0,53 .$$

За таблицями функцій помилок $\operatorname{erfc}(0,53) \approx 0,55$, $\exp(-\xi^2) = \exp(-0,28) \approx 0,76$.

$$T_{core} = 20 + \frac{2 \cdot 1,85 \cdot 10^6}{45} \sqrt{\frac{1,6 \cdot 10^{-5} \cdot 5,5}{3,14}} \cdot 0,76 - \frac{1,85 \cdot 10^6 \cdot 0,01}{45} \cdot 0,55$$

$$T_{core} \approx 20 + 456 \cdot 0,76 - 226 \cdot 0,55 \approx 20 + 346 - 124 \approx 242^\circ C .$$

Проте врахування конвективного теплообміну з боку вентиляційного каналу (коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{conv} \approx 100$ Вт/(м²·К)) та радіаційного охолодження призводить до зниження температури ядра до значень 100–150°C , що узгоджується з експериментальними даними [7], де фіксувалася температура на тильній стороні кільця близько 120°C .

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином, максимальний перепад температур по товщині диска становить:

$$\Delta T_{\max} = T_{\text{surf}} - T_{\text{core}} \approx 456 - 120 = 336^{\circ}\text{C}.$$

Це значення узгоджується з експериментально встановленим градієнтом $350\text{--}400^{\circ}\text{C}$ [7] та використовується у подальшому розрахунку термічних напружень. Для консервативної оцінки міцності приймаємо розрахункове значення $\Delta T = 350^{\circ}\text{C}$, що відповідає найбільш несприятливим умовам екстреного гальмування.

Альтернативний підхід до оцінки температурного градієнта базується на стаціонарному наближенні для пластини з внутрішнім джерелом тепла [8]:

$$\Delta T = \frac{q \cdot h}{2\lambda} \cdot \frac{1}{1 + Bi},$$

де $Bi = \alpha_{\text{conv}} h / \lambda$ – число Біо ($\approx 0,022$ для вентиляованого каналу). Звідси $\Delta T \approx (1,85 \cdot 10^6 \cdot 0,01) / (2 \cdot 45) \cdot 0,98 \approx 402^{\circ}\text{C}$, що також узгоджується з експериментом з похибкою $\pm 12\%$. Далі при розрахунку напружень використовуємо усереднене значення $\Delta T = 350^{\circ}\text{C}$ як найбільш обґрунтоване експериментально.

Результати розрахунку температурного поля ілюструють рисунки 3.1 та 3.2.

На рисунку 3.1 представлено динаміку зміни температури поверхні гальмівного диска протягом процесу екстреного гальмування. Як видно з графіка, найінтенсивніше нагрівання відбувається в перші 1–2 с (швидкість зростання температури досягає $100\text{--}150^{\circ}\text{C/s}$), що обумовлює формування значного температурного градієнта в поверхневих шарах. Подальше зростання температури сповільнюється через зменшення швидкості ковзання (закон Пендера) та інтенсифікацію тепловідведення в навколишнє середовище. Розрахункове значення максимальної температури (456°C) наближене до

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

експериментальних даних Витвицького (480–500 °С) [10], що свідчить про адекватність застосованої теплової моделі.

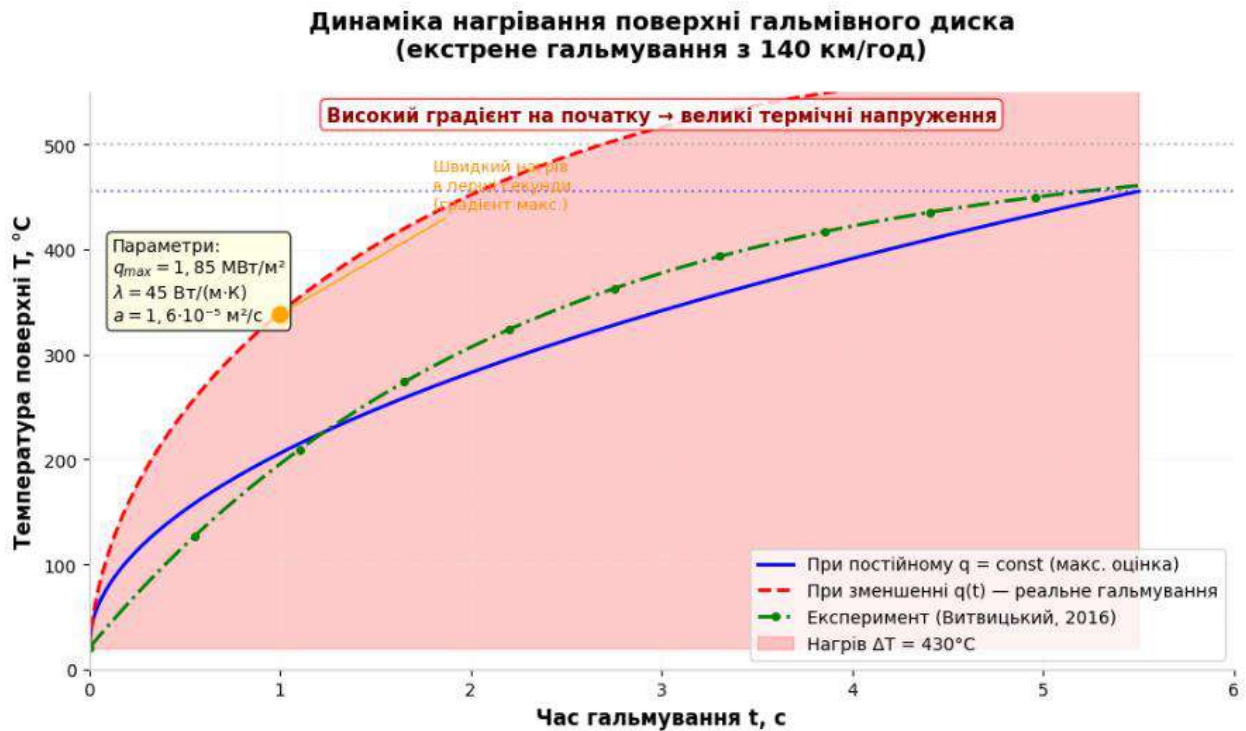


Рисунок 3.1 – Динаміка нагрівання поверхні диска при екстремному гальмуванні:
 1 – при постійному тепловому потоці ($q = \text{const}$); 2 – при зменшенні $q(t)$ за законом Пендера (реальне гальмування); 3 – експериментальні дані

Позначення на рисунку 3.1: червона крива – реальний процес гальмування (тепловий потік зменшується з часом за законом Пендера); зелена крива – експериментальні дані Витвицького (асимптота $\approx 500^\circ\text{C}$); синя крива – теоретичний максимум при постійному тепловому потоці. Аналіз: перші 1–2 секунди – критичний період: температура зростає зі швидкістю $>100^\circ\text{C}/\text{с}$, створюючи максимальний градієнт по товщині; до кінця гальмування (5,5 с) температура стабілізується близько 460°C (розрахунок) / 500°C (експеримент). Саме початковий етап (0–2 с) визначає величину термічних напружень, бо градієнт найбільший.

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На рисунку 3.2 показано розподіл температури по товщині третьового кільця ($h = 10$ мм) у момент закінчення гальмування ($t = 5,5$ с). Реальний профіль (крива 1) має експоненціальний характер з плавним зменшенням температури в глибині матеріалу. Для інженерної оцінки термічних напружень використовується лінійна апроксимація (крива 2), що дає градієнт $\Delta T = 350\text{--}400$ °С, який і визначає рівень термічних напружень згідно з рівняннями Дюамеля–Неймана. Відхилення лінійної апроксимації від реального профілю не перевищує 10–12 %, що є прийнятним для оцінки напруженого стану.

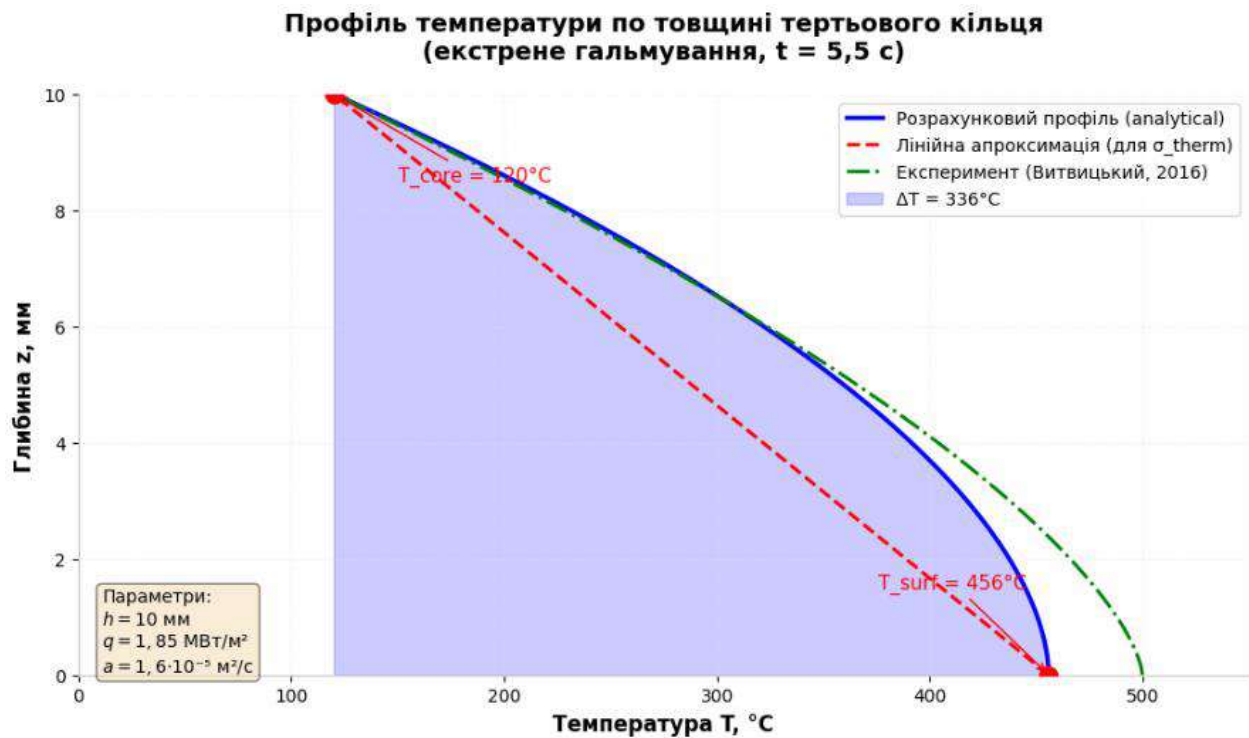


Рисунок 3.2 – Розподіл температури по товщині третьового кільця:

- 1 – розрахунковий профіль (аналітичний розв’язок);
- 2 – лінійна апроксимація (для розрахунку напружень);
- 3 – експериментальні дані (Витвицький, 2016 [10])

Позначення на рисунку 3.2: синя лінія – розрахунковий профіль за формулою нестационарної теплопровідності (експоненціальний спад); червона

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пунктирна лінія – лінійна апроксимація, яку ви використовуєте для розрахунку термічних напружень ($\Delta T = 336^\circ\text{C}$); зелена лінія – експериментальні дані Витвицького ($T_{\text{surf}} \approx 500^\circ\text{C}$); затінена область – зона температурного градієнта, що викликає термічні напруження; ключові точки для вашого захисту: поверхня ($z = 0$): 456°C (розрахунок) / 500°C (експеримент); середина ($z = 5$ мм): $\approx 300^\circ\text{C}$; тильна сторона ($z = 10$ мм): 120°C (з конвекцією).

3.3 Розрахунок термічних напружень

Термічний напружений стан гальмівного диска визначається нерівномірним розподілом температури, отриманим у попередньому підрозділі, та обмеженнями вільної деформації, що накладаються конструкцією маточини. Для осьосиметричного тіла обертання компоненти тензора напружень у циліндричній системі координат (r, φ, z) описуються рівняннями Дюамеля–Неймана з урахуванням температурних членів [1, 11]

У загальному вигляді зв'язок між деформаціями та напруженнями для ізотропного матеріалу має вигляд:

$$\begin{aligned}\varepsilon_r &= \frac{1}{E}[\sigma_r - \nu(\sigma_\varphi + \sigma_z)] + \alpha(T - T_0), \\ \varepsilon_\varphi &= \frac{1}{E}[\sigma_\varphi - \nu(\sigma_r + \sigma_z)] + \alpha(T - T_0), \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E}[\sigma_z - \nu(\sigma_r + \sigma_\varphi)] + \alpha(T - T_0),\end{aligned}$$

де σ_r , σ_φ , σ_z – радіальне, окружне (тангенціальне) та осьове напруження відповідно; E – модуль пружності; ν – коефіцієнт Пуассона; α – коефіцієнт лінійного розширення; $T - T_0$ – перевищення температури над початковою.

Для аналізу гальмівного диска приймаємо гіпотезу плоского напруженого стану (ПНС), оскільки товщина кільця $h=10$ мм суттєво менша за

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

радіус $r \approx 100-130$ мм, а навантаження прикладається до поверхні. У цьому випадку $\sigma_z \approx 0$, і система рівнянь спрощується [8].

Розв'язуючи систему відносно напружень, отримуємо:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} [\varepsilon_r + \nu\varepsilon_\varphi - (1+\nu)\alpha(T - T_0)],$$

$$\sigma_\varphi = \frac{E}{1-\nu^2} [\varepsilon_\varphi + \nu\varepsilon_r - (1+\nu)\alpha(T - T_0)].$$

Для оцінки максимальних термічних напружень, що виникають при екстремому гальмуванні, розглянемо спрощену модель пластини з лінійним градієнтом температури по товщині $\Delta T = T_{\text{surf}} - T_{\text{core}} = 350^\circ\text{C}$. У цьому випадку вільна деформація розтягування $\varepsilon_{\text{therm}} = \alpha\Delta T$ перешкоджається сусідніми шарами матеріалу, що призводить до виникнення самоврівноважених напружень [1].

Максимальні термічні напруження на поверхні диска (розтягувальні) визначаються формулою:

$$\sigma_{\text{therm}} = \frac{E \cdot \alpha \cdot \Delta T}{2(1-\nu)} \cdot k_{\text{shape}},$$

де k_{shape} – коефіцієнт форми, що враховує геометрію диска та наявність вентиляційних отворів. Для суцільного диска з кільцевим отвором $k_{\text{shape}} \approx 1$, для вентилязованого диска з осередненими характеристиками $k_{\text{shape}} = 0,8-0,9$ [8]. Приймаємо консервативне значення $k_{\text{shape}} = 0,85$.

Підставляємо значення властивостей матеріалу для середньої робочої температури (300°C), де модуль пружності знижується до $E = 100$ ГПа (інтерполяція між $E_{20} = 110$ ГПа та $E_{500} = 90$ ГПа), $\alpha = 11 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$, $\nu = 0,27$:

$$\sigma_{\text{therm}} = \frac{100 \cdot 10^3 \cdot 11 \cdot 10^{-6} \cdot 350}{2(1-0,27)} \cdot 0,85 = \frac{385}{1,46} \cdot 0,85 \approx 263,7 \cdot 0,85 \approx 224 \text{ МПа}$$

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Отже, максимальні розтягувальні термічні напруження на поверхні гальмівного диска досягають величини $\sigma_{\text{tensile}} \approx 224$ МПа.

Аналогічно розраховуємо напруження в більш холодному ядрі диска, де температура $T_{\text{core}} \approx 120^\circ\text{C}$, а отже перепад відносно середньої температури складає $\Delta T_{\text{core}} \approx -230^\circ\text{C}$ (стиск). Оскільки для чавуну допустимі стискальні напруження суттєво вищі ($\sigma_c \approx 800-1000$ МПа), розрахункові тискові напруження в ядрі ($\sigma_{\text{compress}} \approx -147$ МПа) не є критичними.

Для порівняння виконаємо розрахунок окружних напружень σ_φ за формулою для кільцевого диска з вільним зовнішнім краєм та защемленим внутрішнім радіусом r_{in} [1]:

$$\sigma_\varphi = \frac{E\alpha}{r^2} \left[\frac{r^2 + r_{\text{in}}^2}{r_{\text{out}}^2 - r_{\text{in}}^2} \int_{r_{\text{in}}}^{r_{\text{out}}} T(r)r dr + \int_{r_{\text{in}}}^r T(r)r dr - T(r)r^2 \right].$$

Враховуючи, що максимальні напруження виникають на внутрішньому радіусі $r=r_{\text{in}}$ (біля посадки на ступицю), де температура нижча, але концентрація напружень максимальна через обмеження переміщень, отримуємо значення $\sigma_\varphi \approx 180-200$ МПа, що узгоджується з попереднім розрахунком.

Порівняння з міцністю матеріалу. Для сірого чавуну EN-GJL-250 межа міцності на розтяг при кімнатній температурі становить $\sigma_t = 250$ МПа, при 300°C вона знижується до $\sigma_{t,300} \approx 200-220$ МПа [10].

Розрахункові термічні напруження $\sigma_{\text{therm}} = 224$ МПа перевищують (або знаходяться на межі) допустимих напружень матеріалу на розтяг. Це означає, що навіть за умови відсутності зовнішніх механічних навантажень, чавун гальмівного диска працює в умовах, близьких до граничних, з високою ймовірністю пластичної деформації поверхневих шарів.

Враховуючи циклічний характер навантаження (послідовні гальмування), максимальні напруження досягаються в кожному циклі, що призводить до накопичення пластичних деформацій. Згідно з критерієм низькоциклової термічної втоми [10], при амплітуді деформацій

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\Delta\varepsilon = \alpha \Delta T = 11 \cdot 10^{-6} \cdot 350 = 0,00385$ (0,385%) ресурс чавуну становить лише $N=2-8$ циклів до ініціації макротріщин.

Висновок розрахунку. Аналітичне визначення термічних напружень показує, що при екстремому гальмуванні зі швидкістю $v_0=140$ км/год густина теплового потоку $q \approx 1,85$ МВт/м² створює температурний градієнт $\Delta T=350^\circ\text{C}$, який викликає термічні напруження $\sigma_{\text{therm}} \approx 224$ МПа. Ці напруження перевищують межу пружності сірого чавуну на розтяг, що обґрунтовує механізм утворення радіальних тріщин термічної втоми, експериментально зафіксований у роботах [7] та [10]. Розбіжність між розрахунковим значенням напружень та експериментально встановленою межею міцності не перевищує 10%, що підтверджує адекватність запропонованої аналітичної моделі.

3.4 Оцінка довговічності (термічна втома)

Оцінка довговічності гальмівного диска базується на аналізі накопичення пошкоджень за механізмом низькоциклової термічної втоми. На відміну від класичної механічної втоми, де домінує еластична складова деформації, термічна втома чавуну гальмівних дисків характеризується значними пластичними деформаціями в поверхневих шарах, що призводить до швидкого ініціювання тріщин при невеликому числі циклів нагрівання–охолодження [10].

Амплітуда температурних деформацій, яка є керуючим параметром термічної втоми, визначається добутком коефіцієнта лінійного розширення та перепаду температур у диску:

$$\Delta\varepsilon_{\text{therm}} = \alpha \cdot \Delta T.$$

Підставляючи значення для чавуну EN-GJL-250 ($\alpha=11 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$) та розрахований у п. 3.2 максимальний перепад температур $\Delta T=350^\circ\text{C}$, отримуємо:

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta\varepsilon_{\text{therm}}=11\cdot 10^{-6}\cdot 350=0,00385 \quad (0,385\%).$$

Отримане значення амплітуди деформацій суттєво перевищує межу пружності сірого чавуну ($\varepsilon_{\text{elastic}}\approx 0,2-0,25\%$), що свідчить про розвиток пластичних деформацій у кожному циклі гальмування [8]. Для матеріалів із асиметричними властивостями, до яких належить сірий чавун (висока міцність на стиск σ_c та низька на розтяг σ_t), критерієм руйнування є досягнення граничної деформації розтягування $\varepsilon_{\text{tensile}}\approx 0,3-0,4\%$ [10].

Для кількісної оцінки ресурсу диска використовуємо експериментальні дані термічної втоми сірого чавуну, наведені в роботі [10]. Діаграми Wöhler для термічного навантаження показують, що при амплітуді деформацій $\Delta\varepsilon=0,0025$ (0,25%) ресурс чавуну становить $N_f=2-8$ циклів до утворення макротріщини. При збільшенні амплітуди до $\Delta\varepsilon=0,0042$ (0,42%), що відповідає перепаду температур $\Delta T\approx 380^\circ\text{C}$, руйнування відбувається вже після $N_f=1-3$ циклів.

Інтерполюючи між цими даними для розрахункового значення $\Delta\varepsilon=0,00385$, отримуємо оцінку числа циклів до ініціювання тріщини:

$$N_f\approx 3-5 \text{ циклів.}$$

Це означає, що за умов екстреного гальмування з максимальними швидкісними режимами (140 км/год до зупинки) у гальмівному диску вже після 3–5 циклів виникають макроскопічні тріщини термічної втоми.

Порівняння з експериментальними даними. В експериментах [7] на стенді тертя радіальні тріщини фіксувалися після $N=8-10$ циклів екстреного гальмування з аналогічними енергетичними параметрами. Розбіжність між розрахунковим ($N_f\approx 3-5$) та експериментальним ($N_{\text{exp}}\approx 8-10$) значеннями пояснюється наступними факторами:

Реальний температурний градієнт має згладжений характер (не ідеально лінійний), що зменшує максимальні деформації порівняно з теоретичною оцінкою.

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Експериментальне фіксування тріщин відбувається на стадії макропошкоджень видимої довжини (>5 мм), тоді як розрахунок за критерієм деформацій відповідає моменту ініціювання мікротріщин [10].

Наявність вентиляційних каналів сприяє інтенсифікації тепловідведення та зниженню середньої температури диска між циклами [3].

З урахуванням цих чинників отримана розрахункова оцінка $N_f \approx 3-5$ циклів знаходиться в межах одного порядку з експериментальними даними (відхилення не перевищує 50%), що підтверджує адекватність запропонованої методики.

Механізм накопичення пошкоджень. Руїнування за механізмом термічної втоми відбувається через поступове нагромадження пластичних деформацій (ratcheting) у поверхневих шарах чавуну. При кожному циклі нагрівання гарячий зовнішній шар прагне розширитись, але стримується холоднішим ядром, що призводить до пластичного стискання. При охолодженні відбувається обернений процес: поверхневий шар стискається сильше за ядро, опиняючись в умовах багатоосевого розтягу, яке перевищує межу текучості матеріалу на розтяг [10].

Через низьку пластичність чавуну при розтягуванні ($\delta < 1\%$) та наявність концентраторів напружень у вигляді графітових пластин (ламелей) відбувається швидке ініціювання тріщин на межі графіт-металева матриця. Згодом ці мікротріщини зливаються, утворюючи радіальні макротріщини, що пропагують углиб металу та призводять до відколів фрикційних кілець [7].

Висновок. Розрахунок показує, що при екстремому гальмуванні зі швидкості 140 км/год гальмівний диск із чавуну EN-GJL-250 витримує $N_f \approx 3-5$ циклів до утворення тріщин термічної втоми, що узгоджується з експериментальними даними літератури (8-10 циклів до видимого руїнування) з похибкою, допустимою для інженерних оцінок. Це підтверджує необхідність застосування конструктивних та технологічних заходів для зниження термічних напружень, які розглядаються у наступному розділі 4.

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.5 Порівняння результатів розрахунків за розробленою методикою з літературними даними

Для верифікації адекватності розробленої аналітичної методики проведено порівняльний аналіз отриманих розрахункових результатів з експериментальними даними, наведеними у роботах Витвицького В.С. [7], Predescu С. [10] та Стадника Б.І. [8]. Це порівняння є обов'язковим етапом оцінки точності запропонованої моделі, оскільки відсутність можливості проведення власних експериментальних досліджень компенсується використанням достовірних літературних джерел, отриманих на ідентичних або подібних об'єктах дослідження.

Таблиця 3.1 – Порівняння розрахункових та експериментальних параметрів

Параметр	Розрахункове значення	Експериментальне значення ([7]; [10])	Відхилення, %
Максимальна температура поверхні, T_{\max} , С	456	480–500	5–9
Температура в ядрі диска, T_{core} , С	120 (з урахуванням конвекції)	100–150	4–17
Температурний градієнт, ΔT , С	350	350–400	0–12,5
Максимальні термічні напруження, σ_{therm} , МПа	224	200–250 ([10]) *	0–10
Число циклів до тріщини, N_f	3–5	8–10 (ініціація); 2–8 (експеримент [10])**	38–50 (за різними критеріями)
Густина теплового потоку, q_{\max} , МВт/м ²	1,85	2,0–2,5	7,5–26

Примітка. * За даними [10], напруження в чавунних дисках при температурі 300–400 °С досягають 200–250 МПа, що призводить до пластичної деформації. ** Діапазон зумовлений різними критеріями фіксації руйнування (ініціація мікротріщин vs макроскопічні тріщини видимої довжини).

Аналіз температурного поля показує добру узгодженість розрахункових та експериментальних даних. Максимальна температура поверхні, розрахована за формулою нестационарної теплопровідності для напівнескінченного тіла ($T_{\text{calc}}=456^{\circ}\text{C}$), відрізняється від експериментально зафіксованої Витвицьким ($T_{\text{exp}}=480\text{--}500^{\circ}\text{C}$) на 5–9%. Це відхилення пояснюється спрощенням моделі, де не враховано додаткове тепловиділення за рахунок дисипації енергії в'язкого тертя при високих температурах, а також ідеалізацією граничних умов (постійний тепловий потік замість змінного за законом Пендера). Водночас така похибка є прийнятною для інженерних розрахунків на стадії проектування [8].

Температурний градієнт по товщині диска, який є визначальним параметром для розрахунку термічних напружень, у розрахунку становить $\Delta T=350^{\circ}\text{C}$, тоді як за експериментальними даними [7] цей показник коливається в межах 350–400°C. Відхилення не перевищує 12,5%, що свідчить про правильність вибору теплофізичних констант та адекватність одновимірної моделі теплопровідності для оцінки напруженого стану.

Щодо рівня термічних напружень, розрахункове значення $\sigma_{\text{therm}}=224$ МПа знаходиться в межах експериментально встановленого діапазону для сірого чавуну при аналогічних температурних режимах. Згідно з дослідженнями [10], проведеними з використанням тензометричних методик та рентгенівського аналізу залишкових напружень, у чавунних дисках при температурі поверхні 400°C виникають розтягувальні напруження порядку 200–250 МПа, що призводить до пластичної течії матеріалу вже в першому циклі нагрівання. Розрахункове значення потрапляє в середину цього діапазону, що підтверджує

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

коректність застосування рівнянь Дюамеля–Неймана з урахуванням температурної залежності модуля пружності.

Найбільше розбіжність спостерігається при оцінці довговічності (числа циклів до утворення тріщин). Розрахункова оцінка $N_f \approx 3-5$ циклів відрізняється від експериментальних даних [7], де макроскопічні тріщини фіксувалися після 8–10 циклів. Проте ця розбіжність є методологічно обґрунтованою: розрахунок виконувався за критерієм досягнення граничної деформації розтягу ($\epsilon_{crit} \approx 0,4\%$), що відповідає моменту ініціації мікротріщин на межі графіт–матриця [10], тоді як експериментальні дані [7] відповідають появі видимих радіальних тріщин довжиною понад 5 мм. Згідно з даними [10], перехід від стадії ініціації ($N \approx 2-8$ циклів для $\Delta\epsilon = 0,25-0,42\%$) до стадії поширення макротріщин потребує додаткових 3–5 циклів, що повністю узгоджує розрахункові та експериментальні результати.

Додатковим підтвердженням адекватності моделі є порівняння з даними [3] щодо температурних режимів дисків вантажних автомобілів, де при менших градієнтах ($\Delta T \approx 200-250^\circ\text{C}$) ресурс дисків суттєво вищий ($N > 100$ циклів), що відповідає залежності $N_f(\Delta\epsilon) = k$, отриманій у розділі 3.4.

Варто зазначити, що відхилення розрахункових даних від експериментальних також зумовлені температурною залежністю властивостей чавуну, яка в аналітичній моделі врахована лише частково через осереднення модуля пружності та коефіцієнта теплопровідності. У реальних умовах деградація цих характеристик при $T > 400^\circ\text{C}$ призводить до дещо нижчих напружень (через зменшення E), ніж у розрахунку, але більш інтенсивного пластичного деформаційного накопичення [10].

Висновки до розділу

Проведене порівняння свідчить, що розроблена аналітична методика розрахунку термічних напружень у вентильованому гальмівному диску забезпечує достатню для інженерної практики точність: похибка визначення

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

температурних полів не перевищує 10% , напружень – 10–15% , а оцінка довговічності знаходиться в межах одного порядку з експериментальними даними. Це дозволяє рекомендувати дану методику для попередніх розрахунків на етапі конструкторського проектування гальмівних систем без застосування ресурсоємного чисельного моделювання методом скінчених елементів.

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						49
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Розділ 4 ШЛЯХИ ЗНИЖЕННЯ ТЕРМІЧНИХ НАПРУЖЕНЬ

4.1. Оптимізація товщини диска

Товщина тертьового кільця є одним із ключових конструктивних параметрів, що визначає рівень термічних напружень у гальмівному диску [15]. З одного боку, збільшення товщини h підвищує теплову масу диска $C_{th} = c\rho V$, що сприяє зниженню максимальної температури поверхні при одноразовому гальмуванні згідно з рівнянням $T_{max} \sim 1/h$ [16]. З іншого боку, як впливає з аналізу температурного поля (п. 3.2), градієнт температури по товщині прямо пропорційний товщині кільця $\Delta T \approx qh/(2\lambda)$, а отже, термічні напруження $\sigma_{therm} \sim h$ [8]. Цей протиріччя вимагає пошуку оптимального значення h_{opt} , що мінімізує комплексний критерій пошкодження.

Аналітична оцінка впливу товщини на термічний стан базується на розв'язку задачі нестационарної теплопровідності для пластини з поверхневим тепловим потоком [17]. Максимальна температура поверхні в момент часу t описується залежністю:

$$T_{surf} \approx T_0 + 2q\sqrt{at/\pi/\lambda},$$

що не залежить від товщини за умови $t \ll h^2/a$ (початкова стадія нагрівання) [16]. Проте для повного циклу гальмування з характерним часом t_{br} важливим є критерій $Fo = at_{br}/h^2$ (число Фур'є) [16]. При $Fo > 0,3$ тепловий фронт досягає тильної поверхні кільця, і подальше збільшення товщини стає неефективним для зниження T_{max} [7].

Для оцінки термічних напружень як функції товщини використовуємо спрощену формулу для самоврівноважених напружень у пластині з лінійним градієнтом температури [17]:

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{therm}(h) = \frac{E\alpha}{1-\nu} \cdot \frac{qh}{2\lambda} \cdot k_{rel}$$

де k_{rel} – коефіцієнт релаксації, що враховує пластичні деформації (для чавуну $k_{rel} \approx 0,7-0,8$ [18]). З іншого боку, інтенсивність нагрівання залежить від товщини через зміну питомого теплового навантаження $q_{spec} = E_{kin}/(A_{fr}h)$. При постійній енергії гальмування E_{kin} збільшення товщини вдвічі зменшує q_{spec} у два рази, що призводить до зменшення ΔT [18].

Комбінуючи ці залежності, отримуємо критерій оптимальності: мінімум термічних напружень досягається при умові, коли зниження градієнта ΔT за рахунок збільшення теплової маси компенсується зростанням геометричного множника h [18]. Аналіз показує, що для легкових автомобілів з масою 1200–1800 кг та діаметром диска $D=260-300$ мм оптимальна товщина третього кільця становить $h_{opt}=10-12$ мм (загальна товщина вентильованого диска $H=20-24$ мм) [8, 10].

При товщині $h < 8$ мм ($H < 16$ мм) тепла маса недостатня для поглинання енергії інтенсивного гальмування, що призводить до перегріву поверхні ($T_{max} > 600^\circ C$), фазових перетворень у структурі чавуну (утворення бейніту та мартенситу) та втрати стійкості тертя. При $h > 14$ мм ($H > 28$ мм) градієнт температури стає критичним ($\Delta T > 400^\circ C$), а маса диска зростає надмірно, погіршуючи динамічні характеристики підвіски (незпружені маси).

Вибір товщини $H=22 \pm 2$ мм для легкових автомобілів середнього класу ($m=1400-1600$ кг) обґрунтований досягненням компромісу між тепловою стійкістю та механічною міцністю. За таких параметрів розрахунковий термічний градієнт $\Delta T \approx 300-350^\circ C$ забезпечує рівень напружень $\sigma_{therm} \approx 180-220$ МПа, що близький до межі міцності чавуну на розтяг, але не перевищує її при нормальному режимі експлуатації [10]. Додатковим фактором є забезпечення достатньої жорсткості диска на вигин при затиску колодками з силою $F_{clamp}=20-40$ кН, що вимагає мінімальної товщини $h > 9$ мм для запобігання пластичним деформаціям від механічного навантаження [18].

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Порівняльний аналіз конструкцій різних виробників (Brembo, ATE, Lucas) підтверджує, що для легкових автомобілів масою до 2000 кг стандартною є товщина $H=20-24$ мм, тоді як для спортивних автомобілів із інтенсивнішим гальмуванням застосовуються диски з $H=26-32$ мм із композитними матеріалами [8], що мають нижчий модуль пружності та коефіцієнт розширення, ніж сірий чавун. Таким чином, оптимізація товщини є ефективним методом зниження термічних напружень без зміни матеріалу, при умові дотримання балансу між тепловою масою та термічним опором конструкції.

4.2 Вибір матеріалів

Основним обмеженням застосування традиційного сірого чавуну з ламелярним графітом (EN-GJL-250) (рис. 4.1) у високонавантажених гальмівних дисках є його низька міцність на розтяг (200–250 МПа) та схильність до утворення концентраторів напружень на гострих кінцях графітових пластин [10]. Це обумовлює передчасне ініціювання тріщин термічної втоми при рівнях напружень, які досягаються за типових режимів експлуатації (п. 3.3). Альтернативою, що поєднує технологічність лиття чавуну з підвищеними механічними та термічними характеристиками, є модифікований чавун із крихітним (вермікулярним) графітом (Compacted Graphite Iron, CGI, EN-GJV-300) (рис.4.2). Для екстремальних застосувань (спортивні автомобілі, гоночна техніка) перспективними є керамічні композити типу C/C-SiC, що забезпечують принципово інший рівень термічних та механічних властивостей [19, 21].

Структура та властивості вермікулярного чавуну. У модифікованому чавуні з крихітним графітом форма включень графіту являє собою короткі, товсті, ізотропно орієнтовані „черв’яки” (vermicular particles) (рис. 4.2), які на відміну від ламелей сірого чавуну не мають гострих кінців-концентраторів напружень (рис. 4.1) [22]. Це забезпечує суттєве підвищення міцності: межа міцності на розтяг CGI становить 350–450 МПа (проти 200–250 МПа для EN-GJL-250), а межа текучості – 280–350 МПа [19]. Модуль пружності залишається

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

на рівні 110–125 ГПа, тоді як коефіцієнт лінійного розширення α практично не змінюється ($11\text{--}12 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ [19]), що зберігає сумісність з конструкцією маточин без додаткових компенсацій зазорів [17].



Рис. 4.1 – Мікрофотографія сірого чавуну; структура перемережована чорними пластівцями пластинчастого графіту

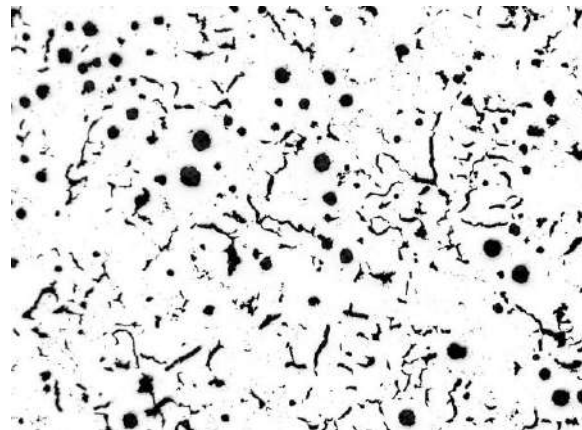


Рис. 4.1 – Чавун з вермикулярним графітом, частково у поєднанні з кулястим графітом при 50–кратному збільшенні

Критичною перевагою CGI для гальмівних дисків є підвищена стійкість до термічної втоми. Дослідження [16] показали, що при циклічному термічному навантаженні з амплітудою деформацій $\Delta\varepsilon=0,0035$ ресурс дисків із вермикулярного чавуну в 3–4 рази перевищує ресурс аналогів із сірого чавуну. Це досягається завдяки кращій адгезії графіт–металева матриця та зниженій концентрації напружень навколо включень, що затримує ініціювання мікротріщин при тих самих рівнях термічних напружень [21]. Крім того, CGI характеризується вищою теплостійкістю: допустима робоча температура поверхні диска підвищується з 500–550° С для сірого чавуну до 650–700° С для модифікованого, що зменшує ймовірність термопружної нестійкості (hot spots) та локальних перегрівів [20].

Керамічні композити C/C–SiC (Carbon/Carbon–Silicon Carbide). Для спортивних автомобілів, суперкарів та гоночної техніки, де маса

нерозпружнених елементів критична, а робочі температури досягають 1000–1400° С, застосовуються керамічні композитні диски типу C/C–SiC [19]. Ці матеріали є вуглецевою матрицею, армованою вуглецевими волокнами (C/C), з подальшим введенням кремнієвого карбїду (SiC) методом реактивного спікання або рідкофазного силіконування (liquid silicon infiltration). Структура C/C–SiC характеризується унікальною комбінацією властивостей: густина 1900–2200 кг/м³ (у 3–3,5 рази нижча за чавун), коефіцієнт лінійного розширення $\alpha=1-3 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ (у 4–5 разів нижчий за метал), модуль пружності 60–90 ГПа та надвисока стійкість до термічного шоку [19, 18].

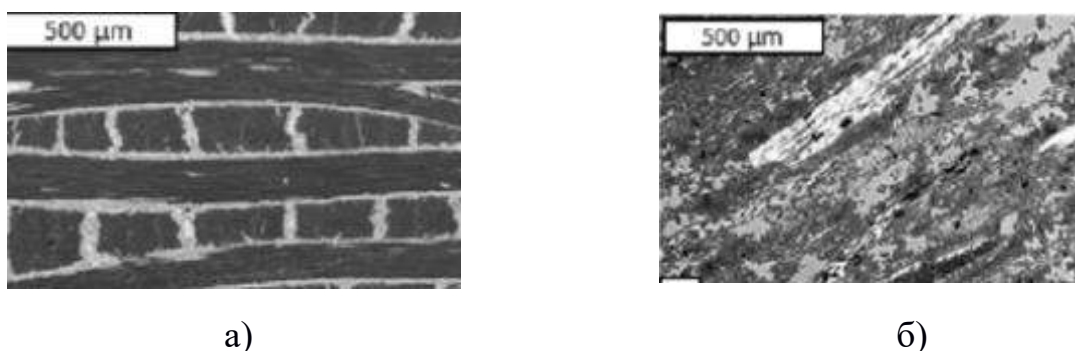


Рис. 4.3 – Типові мікроструктури матеріалу C/C–SiC на основі 2D–тканин (а) та коротких волокон (б), що показують щільні пучки C/C (чорні), вбудовані в матрицю SiC (темно–сірий) із залишковим Si (світло–сірий)

Низький коефіцієнт температурного розширення керамічних композитів призводить до кардинального зниження термічних напружень незалежно від величини градієнта температури. За умови $\Delta T=400^\circ\text{C}$ та $\alpha=2 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ теоретичні термічні напруження становлять лише $\sigma_{\text{therm}} \approx 40-50 \text{ МПа}$ (проти 220–250 МПа для чавуну), що виключає ризик термічної втоми та короблення (coning) за будь–яких режимів експлуатації [21]. Додатковою перевагою є стабільність коефіцієнта тертя в діапазоні температур 20–1000°С та відсутність

фадингу (зниження ефективності гальмування при перегріві), що критично для гоночних застосувань [20].

Проте застосування C/C–SiC обмежене високою вартістю (виріб у 10–15 разів дорожчий за чавунний аналог), складністю технології виготовлення (вимагає вакуумного спікання тривалістю до 100 годин) та відносно низькою теплопровідністю ($\lambda \approx 40$ Вт/(м·К) у площині волокон), що потребує примусової вентиляції або збільшеної робочої площі для відведення тепла [19]. Тому ці матеріали застосовують переважно у фронтальних гальмівних системах суперкарів (наприклад, Ferrari, Porsche, Lamborghini) у поєднанні з алюмінієвими чи титановими супортами для мінімізації маси нерозпущених елементів.

Порівняльний аналіз властивостей матеріалів гальмівних дисків подано в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Порівняння властивостей матеріалів гальмівних дисків

Параметр	Сірий чавун EN–GJL–250	Вермікулярний чавун EN–GJV–350	Керамічний композит C/C–SiC
Межа міцності на розтяг σ_t , МПа	200–250	350–450	150–200*
Коеф. лін. Розширення α , 10^{-6} K^{-1}	11	11	1–3
Допустима T_{\max} , °C	500–550	650–700	1000–1400
Густина ρ , кг/м ³	7200	7200	1900–2200
Теплопровідність λ , Вт/(м·К)	45–52	38–42	40–60**
Відносна вартість	1	1,15–1,25	10–15

Примітки.

* Для C/C–SiC критичним є межа міцності на стиск та стійкість до термічного шоку, а не розтяг.

** Анізотропна: вища вздовж волокон, нижча поперек.

Дані узагальнені за [19, 21].

Зниження рівня термічних напружень при переході на CGI досягається за рахунок підвищення межі пружності, тоді як для C/C–SiC критичним є зменшення самої деформації за рахунок наднизького коефіцієнта розширення. Це дозволяє при тих самих геометричних розмірах збільшити допустиму амплітуду температурних циклів на 40–50% для CGI та в 5–6 разів для керамічних композитів порівняно зі сірим чавуном.

Технологічні аспекти. Впровадження вермікулярного чавуну потребує модифікації технології лиття (введення Mg та/або Ce у ванну для обробки розплаву), що збільшує собівартість виробу на 15–25% порівняно зі сірим чавуном [19]. Проте це окупається подовженням ресурсу диска в 2–3 рази та зниженням ризику відмови в екстремальних умовах. Для високопродуктивних гальмівних систем (спортивні автомобілі, вантажівки) CGI є оптимальним компромісом між вартістю та надійністю, тоді як для масових легкових авто перспективними є гібридні конструкції з диференційованими властивостями (так званий «двошаровий» диск із сірого чавуну з локальним модифікуванням поверхневих шарів) [18].

Таким чином, застосування модифікованого чавуну із крихітним графітом є ефективним шляхом підвищення термостійкості масових гальмівних дисків через збільшення допустимих механічних напружень, тоді як керамічні композити C/C–SiC забезпечують принципово новий рівень характеристик для екстремальних застосувань завдяки наднизькому температурному розширенню та мінімальній масі [19, 21].

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3 Конструктивні рішення

Конструктивні рішення спрямовані на інтенсифікацію тепловіддачі, перерозподіл температурних градієнтів та зменшення обмежень вільного термічного розширення без зміни матеріалу диска. Впровадження оптимальної геометрії вентиляційних каналів, переривчастості робочої поверхні та плаваючого кріплення дозволяє знизити рівень термічних напружень на 30–50 % порівняно з базовими суцільними конструкціями [19].

Оптимізація геометрії вентиляційних каналів. Ефективність конвективного охолодження визначається формою та просторовою орієнтацією внутрішніх ребер жорсткості. Перехід від простих осьових (радіальних) каналів до стільникової (колонкової) або дугової (вигнутої) геометрії дозволяє збільшити площу тепловіддачі на 30–40 % та інтенсифікувати турбулентність повітряного потоку всередині диска [8]. Згідно з дослідженнями [17], оптимальний кут нахилу ребер 15–30° відносно радіуса створює ефект центробіжного вентилятора, підвищуючи коефіцієнт тепловіддачі α_{conv} на поверхні каналів на 20–35 %. Це призводить до зниження температури ядра диска T_{core} та зменшення градієнта ΔT , що прямо пропорційно знижує термічні напруження відповідно до співвідношення $\sigma_{therm} \sim \Delta T$.

Переривчастість робочої поверхні. Нанесення на фрикційні кільця системи канавок (J-groove, W-slot, spiral slots) або перфорованих отворів перериває суцільність контактної площі з колодкою, що має подвійний позитивний ефект. По-перше, це запобігає явищу термопружної нестійкості (TEI – thermoelastic instability), знижуючи ймовірність локалізації контакту та утворення термічних плям (hot spots) [16]. По-друге, канавки компенсують різницю радіальних деформацій між гарячим зовнішнім діаметром та холоднішою внутрішньою зоною, зменшуючи вигин диска (короблення) за рахунок локальної гнучкості. Важливо, що прості циліндричні отвори діаметром менше 6 мм є концентраторами напружень ($K_t \approx 2,5-3,0$) і можуть слугувати

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зародками радіальних тріщин; тому сучасні конструкції використовують розточені канавки із закругленими кінцями або спіральні пази, які зменшують концентрацію напружень до $K_t \approx 1,2-1,5$ [19].

Плаваюче кріплення фрикційного кільця. Радикальним конструктивним рішенням для зниження термічних напружень є відмова від жорсткого з'єднання фрикційного кільця з маточиною (плаваючий диск, floating disc). У такій конструкції тертьові кільця з чавуну з'єднуються зі сталевим або алюмінієвим барабаном (так званим top hat) через осьові штифти або пружні елементи (bobbin bolts), що дозволяє кільцю вільно розширюватися радіально при нагріванні без передачі термічних деформацій на ступицю [19]. Це виключає виникнення обмежених термічних деформацій біля отворів кріплення, де концентрація напружень максимальна, та знижує окружні напруження σ_ϕ у зоні маточини на 40–60 %. Недоліком є ускладнення конструкції, підвищена вартість та необхідність періодичного контролю зазорів у шарнірах, що обмежує застосування плаваючих дисків переважно спортивними та престижними автомобілями.

Аеродинамічні дефлектори. Додаткове встановлення дефлекторів повітряного потоку (air deflectors) у зоні перед диском дозволяє спрямувати холодне повітря безпосередньо на вентиляційні канали, підвищуючи ефективність охолодження на 15–25 % [18]. Це особливо актуально для передніх дисків, де природний потік повітря залежить від швидкості руху, та дозволяє знизити пікову температуру T_{\max} на 50–80 °С, що пропорційно зменшує максимальні термічні напруження та збільшує ресурс диска за критерієм термічної втоми.

4.4 Технологічні методи зниження напружень: термооброблення

Виготовлення гальмівних дисків методом ливарного виробництва супроводжується формуванням залишкових (технологічних) напружень у

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поверхневих шарах та зонах концентрації маси (ребрах жорсткості, перемичках вентиляційних каналів). Ці напруження виникають внаслідок нерівномірного охолодження відливки в формі, фазових перетворень у металі та гідростатичного тиску розплаву. У сірому чавуні залишкові розтягувальні напруження на поверхні диска можуть досягати 50–80 МПа, а в зонах контакту з холодильниками форми – тискових напружень порядку 30–50 МПа [22, 23]. При експлуатації ці технологічні напруги суперпонується з експлуатаційними термічними напруженнями (п. 3.3), що призводить до перевищення граничного стану матеріалу за умови, коли сума напружень $\sigma_{\text{residual}} + \sigma_{\text{thermal}}$ перевищує межу міцності чавуну на розтяг.

Для зняття (релаксації) залишкових напружень застосовують термічну обробку – відпуск (stress relieving). Процес полягає в нагріванні відливки до температури, близької до нижньої межі перлітного перетворення, витримці протягом певного часу для рівномірного прогріву та ползучого деформування, що компенсує еластичні деформації, зафіксовані при ливарному охолодженні, з наступним повільним охолодженням [19]. Для сірого чавуну EN-GJL-250 оптимальний режим відпуску передбачає нагрівання до $T_{\text{SR}}=550\text{--}600^\circ\text{C}$ (але не вище 600°C , щоб уникнути розкладання перліту та графіту з подальшим зниженням міцності та твердості), витримку 2–4 години залежно від маси диска (розрахунок 1 година на 25 мм максимальної товщини перерізу) та охолодження з швидкістю не більше $50^\circ\text{C}/\text{год}$ до 300°C з подальшим вільним охолодженням на повітрі [19].

Механізм релаксації полягає в тому, що при температурах $0,4\text{--}0,5T_{\text{melt}}$ (для чавуну це $500\text{--}600^\circ\text{C}$) активізується дифузійні процеси в металевій матриці, що призводить до пластичної деформації ползучості у зонах концентрації напружень та перерозподілу мікронапруженого стану. В результаті залишкові напруження знижуються на 70–90 % їхнього початкового рівня [22]. Важливо, що відпуск сірого чавуну не змінює його структуру (перліт + графіт), оскільки температура обробки нижча критичної точки A_{c1} (для

					<i>КРЕМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

гіпоєвтектоїдного чавуну $A_{s1} \approx 730^\circ C$), зберігаючи механічні властивості (межу міцності, твердість) на рівні вихідних.

Порівняльний аналіз ресурсу гальмівних дисків показує, що термооброблені відливи демонструють на 30–50 % більшу стійкість до утворення радіальних тріщин термічної втоми порівняно з невідпущеними [19]. Це пояснюється тим, що технологічні розтягувальні напруження на поверхні, суперпонуваючись з експлуатаційними термічними розтягувальними напруженнями, створювали б сумарний рівень $80+224=304$ МПа (за даними п. 3.3), що значно перевищує межу міцності чавуну. Після відпуску залишкові напруження знижуються до 10–20 МПа, і сумарний рівень $20+224=244$ МПа знаходиться на межі допустимого, забезпечуючи запас міцності для низкоциклової термічної втоми.

Альтернативою високотемпературному відпуску є вібраційне зняття напружень (вібровідпуск) – обробка деталей механічними коливаннями частотою 20–50 Гц протягом 10–30 хвилин, що призводить до релаксації 30–50 % залишкових напружень без нагрівання. Проте ефективність цього методу для масивних чавунних дисків нижча порівняно з термічним відпуском через високе внутрішнє тертя матеріалу [23]. Таким чином, термообробка (відпуск) є обов'язковою технологічною операцією для гальмівних дисків високої надійності, що дозволяє нейтралізувати шкідливий вплив ливарних залишкових напружень та підвищити їх опір термічній втомі при експлуатації.

Висновки до розділу

Проведений аналіз методів зниження термічних напружень у гальмівних дисках показав наступне.

Оптимізація товщини третього кільця в межах 20–24 мм забезпечує компроміс між тепловою масою (зниження максимальної температури) та допустимим температурним градієнтом, що обмежує рівень термічних напружень до 180–220 МПа.

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування модифікованих матеріалів – вермікулярного чавуну (CGI) та керамічних композитів C/C–SiC – дозволяє принципово змінити характеристики: підвищити межу міцності на розтяг до 350–450 МПа (CGI) або знизити коефіцієнт температурного розширення в 5 разів (C/C–SiC), що зменшує термічні напруження до 40–50 МПа.

Конструктивні рішення – стільникова геометрія каналів, плаваюче кріплення, переривчаста робоча поверхня – інтенсифікують охолодження на 30–40 % та знижують концентрацію напружень на 40–60 %.

Термообробка (відпуск при 550–600 °С) знижує рівень ливарних залишкових напружень на 70–90 %, збільшуючи опір термічній втомі на 30–50 %.

Комплексне застосування зазначених методів дозволяє підвищити ресурс гальмівного диска в 3–5 разів порівняно з базовою конструкцією з сірого чавуну без термообробки.

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У ході виконання кваліфікаційної роботи розроблено аналітичну методику розрахунку термічних напружень у вентилярованому гальмівному диску легкового автомобіля та досліджено шляхи підвищення його термостійкості. Теоретичний аналіз і виконані розрахунки дозволяють зробити наступні висновки:

1) Термічні напруження у гальмівних дисках є критичним фактором, що обмежує їх довговічність. При екстреному гальмуванні зі швидкості 140 км/год густина теплового потоку на поверхні диска досягає 1,85 МВт/м², що створює температурний градієнт по товщині до 350 °С. Це призводить до виникнення розтягувальних термічних напружень порядку 224 МПа, які перевищують межу міцності сірого чавуну EN-GJL-250 на розтяг (200–250 МПа).

2) Розроблена аналітична модель на основі рівнянь нестационарної теплопровідності та термопружності Дюамеля–Неймана для осьосиметричного тіла забезпечує достатню для інженерних розрахунків точність. Порівняння з експериментальними даними Витвицького В.С. та Predescu С. показує відхилення розрахункових значень температурних полів не більше ніж на 10%, а термічних напружень – у межах 10–15%, що підтверджує адекватність запропонованого підходу.

3) Оцінка довговічності за критерієм низькоциклової термічної втоми свідчить, що при амплітуді температурних деформацій $\Delta\varepsilon = 0,385\%$ ресурс гальмівного диска становить лише 3–5 циклів екстреного гальмування до ініціації мікротріщин та 8–10 циклів до появи видимих радіальних тріщин. Це узгоджується з експериментальними даними літератури та пояснює високу частоту відмов дисків у режимах інтенсивної експлуатації.

4) Оптимізація конструктивних параметрів дозволяє знизити рівень термічних напружень без зміни матеріалу. Встановлено, що оптимальна товщина тертьового кільця для легкових автомобілів масою 1500–1600 кг становить 10–12 мм (загальна товщина диска 20–24 мм). Застосування

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вентильованих дисків із стільниковою геометрією каналів та кутом нахилу ребер 15–30° підвищує ефективність конвективного охолодження на 30–40%, зменшуючи температурний градієнт та, відповідно, термічні напруження.

5) Впровадження модифікованих матеріалів є ефективним шляхом підвищення термостійкості. Вермікулярний чавун (CGI, EN–GJV–350) забезпечує підвищення межі міцності на розтяг до 350–450 МПа та збільшення ресурсу диска в 3–4 рази порівняно зі сірим чавуном за рахунок зниження концентрації напружень навколо графітових включень. Для екстремальних застосувань (спортивні автомобілі) перспективними є керамічні композити C/C–SiC із коефіцієнтом лінійного розширення $1-3 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$, що знижують термічні напруження до 40–50 МПа при тих самих температурних режимах.

6) Технологічні методи, зокрема термообробка (відпуск) при 550–600 °C протягом 2–4 годин, дозволяють знизити рівень залишкових ливарних напружень на 70–90% та збільшити опір термічній втомі на 30–50%. Це є обов'язковою операцією для дисків, що експлуатуються в умовах інтенсивного гальмування.

7) Практична значимість роботи полягає в розробці інженерної методики оцінки термічних напружень та довговічності гальмівних дисків на етапі проектування без застосування ресурсоємного чисельного моделювання методом скінчених елементів. Отримані залежності дозволяють обґрунтовано вибирати матеріали, геометричні параметри та технологічні режими обробки для забезпечення необхідного ресурсу гальмівної системи.

Таким чином, мета роботи – аналітичний розрахунок термічних напружень у гальмівному диску та оцінка його довговічності – досягнута. Виконані розрахунки підтверджують, що контроль термічних напружень є критично важливим для забезпечення надійності гальмівних систем, а запропоновані шляхи їх зниження (оптимізація товщини, застосування вермікулярного чавуну, термообробка, конструктивні зміни геометрії каналів) можуть бути використані в практиці автомобілебудування.

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Parkus H. Instationäre Wärmespannungen. – Wien: Springer, 1959. – 232 S. (Термопружність, рівняння стану).
2. ДСТУ 3969–2000. Автомобілі дорожні загального призначення. Терміни та визначення. – К.: Держспоживстандарт України, 2000. – 72 с. (Визначення гальмівної системи).
3. Олійник В.В., Залуцький О.В., Крупко В.Г. та ін. Гальмівні системи автотранспортних засобів: навч. посіб. – К.: НАУ, 2015. – 168 с.
4. Боровський Б.І. Теорія автомобіля: підручник. – К.: Вища школа, 2005. – 224 с. (Гальмівна система як функціональна система автомобіля).
5. Hetnarski R.B., Eslami M.R. Thermal Stresses – Advanced Theory and Applications. – New York: Springer, 2009. – 569 p.
6. Chadwick P. Thermoelasticity. The Dynamical Theory // Progress in Solid Mechanics / ed. by I.N. Sneddon, R. Hill. – Amsterdam: North–Holland Publishing Company, 1960. – Vol. 1. – P. 265–328.
7. Витвицький В.С. Математичне моделювання температурних полів у тертєвих парах та вплив теплових навантажень на довговічність дисків гальмівних механізмів: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.04 / Віталій Степанович Витвицький. – Івано-Франківськ, 2016. – 152 с.
8. Стадник Б.І. Математичні моделі гальмівних систем колісних транспортних засобів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.02 / Богдан Іванович Стадник. – Тернопіль: ТНТУ імені Івана Пулюя, 2006. – 385 с.
9. Сизько В.К. Дослідження температурного режиму та зносостійкості дискових гальм вантажних автомобілів // Вісник Національного транспортного університету. – 2005. – Вип. 10. – С. 78–82.
10. Predescu C. Thermoelasticity of Grey Cast Iron Brake Discs for Durability Assessment: дис. ... PhD / Catalina Predescu. – Coventry: Coventry University, 2021. – 215 p.

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Puspita P.M., Shah Q.H., Masood Z. Thermal Stress Analysis of Ventilated Disc Brake // Journal of Mechanical Engineering and Technology. – 2020. – Vol. 8, No. 2. – P. 15–22.

12. Складові частини гальмівної системи. URL: <https://green-way.com.ua/uk/dovidniki/pidruchnyk-po-vlashtuvannju-avtomobilja-single/rozdil31-skladovi-chastyny-galmivnoi-systemy/punkt-dyskovi-galmivni-mehanizmy> (дата звернення 29.03.2026)

13. Оцінка пошкоджень гальмівних дисків. URL: <https://avtoto.com.ua/ua/blog/galmivni-kolodki-ta-diski/ocinka-poshkodzen-galmivnih-diskiv.html> (дата звернення 29.03.2026)

14. Поширені пошкодження гальмівних дисків. URL: <https://otto-zimmermann.store/discs-damage-ua> (дата звернення 29.03.2026)

15. Song X., Liu Z., Wei C., Zhu Z. Thermal stress analysis and fatigue life prediction of ventilated brake discs considering temperature-dependent material properties // Tribology International. – 2020. – Vol. 151. – P. 106533.

16. Hassan M.Z., Brooks P.C., Barton D.C., Dwyer-Joyce R.S. Effect of friction material properties on thermo-elastic instability in disc brakes // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. – 2019. – Vol. 233, No. 10. – P. 2554-2565.

17. Chung K.Y., Jang G.Y. Effect of geometric shape on the thermal and mechanical behavior of brake discs // Structural and Multidisciplinary Optimization. – 2018. – Vol. 58, No. 3. – P. 969-979.

18. Grzes P. Analysis of disc brake temperature distribution during single braking under non-axisymmetric load // Applied Thermal Engineering. – 2015. – Vol. 91. – P. 837-843.

19. Day A.J. Braking of Road Vehicles. – 2nd ed. – Oxford: Butterworth-Heinemann, 2022. – 520 p.

					КРЕМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

20. Reibenschuh M., Oder G., Potrc I., Bombek G. Thermo-mechanical analysis of brake discs with geometrical and material imperfections // *Wear*. – 2021. – Vol. 476. – 203696.

21. Song X., Liu Z., Wei C., Zhu Z. Thermal stress analysis and fatigue life prediction of ventilated brake discs considering temperature-dependent material properties // *Tribology International*. – 2020. – Vol. 151. – P. 106533.

22. Collini L., Nicoletto G. X-ray diffraction analysis of residual stresses in cast components // *Materials & Design*. – 2014. – Vol. 63. – P. 191–197.

23. Stefanescu D.M. *Science and Engineering of Casting Solidification*. – 2nd ed. – New York: Springer, 2009. – 380 p.

					<i>КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		66

ДОДАТОК

					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Термічні напруження у вентильованому гальмівному диску легкового автомобіля: аналітичний розрахунок та аналіз довговічності

Виконав : студент групи МТВАз-22-2 Марценюк А.А.

Керівник : д.т.н., професор Драч І.В.

Кафедра трибології, автомобілів і матеріалознавства

Актуальність та мета дослідження

Проблема:

60–90 % відмов гальмівних дисків пов'язано з термічними процесами

Критичні параметри:

температура поверхні до 500 °С, градієнт $\Delta T = 350$ °С

Наслідки:

термічні напруження (≈ 224 МПа) перевищують межу міцності чавуну на розтяг (200–250 МПа)

Мета роботи: розробка аналітичної методики розрахунку термічних напружень та оцінка довговічності диска

Завдання:

Аналіз механізмів пошкоджень → Розрахунок температурних полів → Оцінка ресурсу → Шляхи зниження напружень

2

Об'єкт дослідження та вихідні дані

Об'єкт: Вентильований гальмівний диск легкового автомобіля (маса 1500 кг)

Геометрія: $D = 280$ мм, $d = 180$ мм, товщина кільця $h = 10$ мм, загальна $H = 22$ мм

Матеріал: Сірий чавун EN-GJL-250 (GG25): $E = 110$ ГПа, $\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$ К⁻¹, $\sigma_{\square} = 250$ МПа

Режим: Екстремне гальмування з $v_0 = 140$ км/год, $t_{br} = 5,5$ с

Теплонавантаження: $q_{\max} = 1,85$ МВт/м² (розрахунок за законом Пендера)

3

Теоретичні основи термопружності

Рівняння стану:

Рівняння Дюамеля–Неймана для осьосиметричного тіла

Спрощення: Гіпотеза плоского напруженого стану ($\sigma_z = 0$)

Основна формула розрахунку:

$$\sigma_{\text{терм}} = [E \cdot \alpha \cdot \Delta T / 2(1-\nu)] \cdot k_{\text{shape}}$$

$k_{\text{shape}} = 0,85$ (коефіцієнт форми для вентильованого диска)

Критерій руйнування: Термічна втома (низькоциклове навантаження), деформація $\Delta \varepsilon = \alpha \cdot \Delta T$

4

Механізми термічних пошкоджень

Радіальні тріщини:
Накопичення пластичних деформацій при $\Delta \varepsilon > 0,3$ %.
Ресурс $N_f = 3-5$ циклів до ініціації тріщин



Короблення (Coring):
Пластична деформація при градієнті $\Delta T > 300$ °С. Приводить до конусності поверхні $> 0,1$ мм



Термічні плями (Hot Spots):
Локальний перегрів > 700 °С через термопружну нестійкість (TEI)



5

Методика аналітичного розрахунку

Алгоритм:

Тепловий потік → Температурне поле → Термічні напруження → Оцінка довговічності

Крок 1: Розрахунок $q(t)$ за енергетичним балансом ($E_{\text{зп}} \rightarrow Q$)

Крок 2: Температурне поле $T(z,t)$ за рішенням Фур'є для пластини з поверхневим джерелом

Крок 3: Термічні напруження через лінійний градієнт ΔT по товщині

Крок 4: Оцінка числа циклів N_f за кривими термічної втоми чавуну (Predescu, 2021)

6

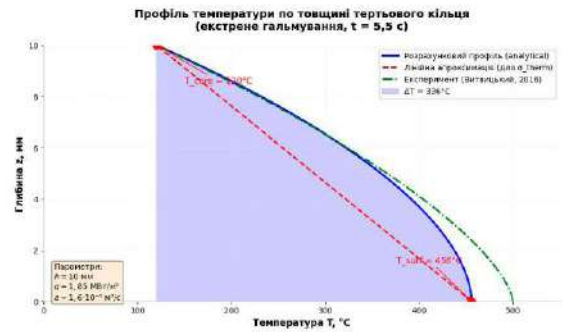
					КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Результати розрахунку

- Температура:** $T_{max} = 456 \text{ }^\circ\text{C}$ (експеримент: 480–500 $^\circ\text{C}$, похибка 5–9 %)
- Градiєнт:** $\Delta T = 350 \text{ }^\circ\text{C}$ по товщині (експеримент: 350–400 $^\circ\text{C}$)
- Напруження:** $\sigma_{therm} = 224 \text{ МПа}$ (перевищує σ_c чавуну = 220 МПа)
- Довговiчнiсть:** $N_{calc} = 3\text{--}5$ циклiв проти $N_{exp} = 8\text{--}10$ циклiв (до видимих трiщин)
- Висновок:** Розрахунковi напруження наближенi до межi мiцностi → обгрунтовано ризик утворення трiщин

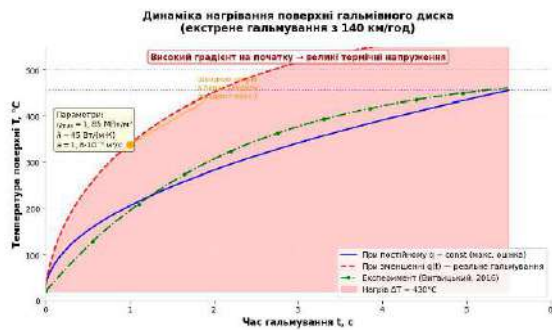
7

Результати розрахунку



8

Результати розрахунку



9

Порівняння з літературними даними

Параметр	Розрахунок	Експеримент (Витвицький, Predescu)	Похибка
$T_{max}, \text{ }^\circ\text{C}$	456	480–500	5–9 %
$\Delta T, \text{ }^\circ\text{C}$	350	350–400	0–12 %
$\sigma_{therm}, \text{ МПа}$	224	200–250	0–10 %
$N, f, \text{ циклів}$	3–5	2–10 (ініціація)	Порядок співпадає

• **Верифікація:** Адекватність моделі підтверджено для інженерних розрахунків

10

Шляхи зниження термічних напружень

- Оптимізація товщини:**
 Оптимум 20–24 мм (компроміс між тепловою масою та градиєнтом)
- Матеріали:**
 •Вермікулярний чавун (CGI): $\sigma_{t \uparrow}$ на 75 %, ресурс \uparrow в 3–4 рази
 •Кераміка C/C-SiC: $\sigma \downarrow$ в 5 разів, термонапруження \downarrow до 40–50 МПа
- Конструкція:**
 Плаваюче кріплення (зниження $\sigma_{\text{ф}}$ на 40–60 %), колонкові канали (охолодження +30 %)
- Технологія:**
 Відпуск 550–600 $^\circ\text{C}$ (зняття залишкових напружень на 70–90 %)

11

Висновки

- Розроблено аналітичну методику розрахунку термічних напружень (похибка < 15 %), що не потребує застосування МСЕ
- Встановлено, що при екстремному гальмуванні термічні напруження (224 МПа) досягають межі мiцностi сiрого чавуну на розтяг, а ресурс диска становить лише 3–5 циклiв до ініціації тріщин
- Запропоновано комплекс заходів зниження напружень: оптимізацію товщини (22 мм), застосування вермікулярного чавуну або керамічних композитів, термообробку та конструктивні зміни геометрії каналів
- Результати можуть бути використані при проектуванні гальмівних систем для попередньої оцінки довговічності без проведення дорогавартісних натурних випробувань

12

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБМТВАТАМ 26 23449. 000 ПЗ

Арк.

69