

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ІНЖЕНЕРІЇ, ТРАНСПОРТУ ТА АРХІТЕКТУРИ
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

Пояснювальна записка

до дипломної роботи

бакалавра

Освітньо-кваліфікаційний рівень

Галузь знань 13 Механічна інженерія
Шифр і назва галузі знань

Напрямок підготовки (спеціальність): 132 «Матеріалознавство.
Відновлення та технічний сервіс автомобілів»

Шифр і назва напрямку підготовки (спеціальності)

на тему: «Ефективність матеріалів у вузлі тертя диск-колодка важко
навантажених автомобілів»

Шифр ДРМТВА 24. 20212.000 ПЗ

Виконав: студент 4-го курсу,
група МТВА-20-1


Підпис

Андрій ЛЕБЕДЕНКО
Ім'я, прізвище

Керівник *к.т.н., доц. каф ТАМ.*


Підпис

Сергій ПОСОНСЬКИЙ
Ім'я, прізвище

До захисту допускаю:
зав. кафедри ТАМ д.т.н., проф.


Підпис

Олександр ДИХА
Ім'я, прізвище

4 06 2024 р.

Хмельницький, 2024

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури

Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

Освітній рівень бакалавр

Спеціальність 132 «Матеріалознавство».

Спеціалізація «Відновлення та технічний сервіс автомобілів»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТАМ


Диха О.В.
04 березня 2024 року

ЗАВДАННЯ

НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Лебеденку Андрію Анатолійовичу

Прізвище, ім'я, по батькові

1. Тема роботи: *Ефективність матеріалів у вузлі тертя диск-колодка важко навантажених автомобілів.*

керівник роботи: Посонський Сергій Феліксович, к.т.н., доц. каф. ТАМ.

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом університету від 16.02.2024 р. № 8 (Д 16)

2. Строк подання студентом проекту (роботи) на кафедру 12.06.2024 р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) *Матеріали курсових робіт та проектів.*

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1) Аналіз гальмівної системи важко навантажених автомобілів

2) Процеси тертя у фрикційних гальмівних механізмах.

3) Дослідження втомки гальмівного диска автомобіля

5. Перелік графічного матеріалу (презентація):

Розробити презентацію у вигляді слайдів з розкриттям питань відповідно до мети роботи.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

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

7. Дата видачі завдання 04 березня 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Срок виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Аналіз гальмівної системи важко навантажених автомобілів	4.04.2024	вик
2	Процеси тертя у фрикційних гальмівних механізмах	18.05.2024	вик
3	Дослідження втоми гальмівного диска автомобіля	25.05.2024	вик
4	Оформлення роботи	6.06.2023	вик
5	Захист роботи	12.06.2024	

Студент


Підпис

А.А. Лебеденко
Ініціали, прізвище

Керівник роботи


Підпис

С.Ф. Посонський
Ініціали, прізвище

РЕФЕРАТ

Студент гр. МТВА-20-1 Лебеденко Андрій Анатолійович.

Структура та обсяг пояснювальної записки. Дипломна робота на тему «**Ефективність матеріалів у вузлі тертя диск-колодка важко навантажених автомобілів**» складається зі вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел, який налічує 33 найменування, розміщених на 3 сторінках, та 1 додатку розміщеного на 19 сторінках. Роботу викладено на 75 сторінках, з них 68 сторінок основного тексту, на яких розміщено 52 рисунки і 2 таблиць.

Матеріали гальмівних дисків, що використовуються для важко навантажених транспортних засобів, в основному, засновані на традиційному сірому чавуні через його хороші характеристики та низьку вартість. Протягом багатьох років термічні та механічні властивості сірого чавуну, що використовується для виробництва гальмівних дисків, поступово покращувалися за рахунок точного налаштування легуючих елементів. Тим не менш, через поведінку матеріалу, що включає нелінійну еластичність і несиметричну межу плинності при розтягуванні та стиску, механічні властивості сірого чавуну не так добре вивчені, як властивості сталі або алюмінієвих сплавів.

Метою даної роботи є аналіз ефективності застосування матеріалів у вузлі тертя диск-колодка важко навантажених автомобілів




Завдання роботи:

- 1) Виконати аналіз конструкцій та умов роботи гальмівної системи важко навантажених автомобілів.
- 2) Виконати аналіз матеріалів та видів пошкоджень для гальмівних дисків важко навантажених автомобілів.
- 3) Розглянути процеси тертя у фрикційних гальмівних механізмах.
- 4) За допомогою програми кінцевих елементів створити дискову гальмівну систему транспортного засобу в трьох вимірах з найбільш наближеними до реальності граничними умовами.
5. Виконати аналіз втоми змодельованого гальмівного диску з визначенням напружень, довговічності, коефіцієнта міцності та розподілу температур відповідно до сил, що утворюються на колесі та транспортному засобі під час гальмування, та матеріалів дисків.

Перелік ключових слів: ГАЛЬМІВНА СИСТЕМА, ДИСК-КОЛОДКА, ФРИКЦІЙНІ МАТЕРІАЛИ; ВТОМА; НАПРУЖЕННЯ; МІЦНІСТЬ; ТЕМПЕРАТУРА.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ВАЖКО НАВАНТАЖЕНИХ АВТОМОБІЛІВ	8
1.1 Аналітичний огляд процесу гальмування вантажівок.	8
1.2 Конструктивні особливості та розподіл навантажень в гальмівній системі вантажівок.	13
1.3 Аналіз конструкцій гальмівних дисків.	17
1.4 Аналіз матеріалів для гальмівних дисків.	24
РОЗДІЛ 2. ПРОЦЕСИ ТЕРТЯ У ФРИКЦІЙНИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМАХ	32
2.1 Умови роботи фрикційних гальм.	32
2.2 Навантаження і температури при гальмуванні.	33
2.3 Механізм теплообміну, втома і розтріскування гальмівних дисків.	41
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ВТОМИ ГАЛЬМІВНОГО ДИСКА АВТОМОБІЛЯ	50
3.1 Матеріальне моделювання.	50
3.2 Матеріали і методика моделювання вузла диск – колодка гальмівної системи автомобіля.	54
3.2.1. Моделюючий підхід.	57
3.2.2. Аналіз втоми дискового гальма.	58
3.3 Аналіз результатів моделювання.	59
3.3.1. Загальна деформація та аналіз напружень за Мізесом.	59
3.3.2. Довговічність, пошкодження, запас міцності та чутливість до втоми гальмівного диску.	60
3.3.3 Термічний аналіз гальмівного диска автомобіля.	64
ВИСНОВКИ	69
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	71
ДОДАТОК А	75

ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ									
Зм	Арк	№ Докум.	Підпис	Дата	Ефективність матеріалів у вузлі тертя диск-колодка важко навантажених автомобілів	Літера	Аркуш	Аркушів	
Виконав		Лебеденко						4	75
Перевір.		Посонський				ХНУ, МТВА-20-1			
Н.контр. Затвер.		Бабак Диха							

ВСТУП

Розширення ринку комерційних автомобілів відбувається через загальне зростання світового транспорту [1]. Це означає зростання попиту на комерційні автомобілі такі як вантажівки і автобуси, а також промислові транспортні засоби (важкі транспортні засоби для сільського господарства, будівництва тощо). Міжнародна конкуренція вимагає скорочення витрат, покращення продуктивності щодо технічного обслуговування, безпеки та надійності, а також загального вдосконалення технологій, вбудованих у такі транспортні засоби. Удосконалення гальмівних дисків відповідає більшості цих аспектів, хоча деякі традиційні технології та матеріали все ще застосовуються.

Ефективність гальмування є одним із ефективних параметрів, важливість якого є безперечною з точки зору безпеки автомобіля. Основні фактори, що впливають на цю продуктивність, перераховані нижче: конструкція гальмівної системи, вага автомобіля, ефективність гальмування передніх і задніх коліс, ефективність механічних і гідравлічних компонентів гальма, умови навколишнього середовища, які можуть впливати на гальмову систему, шини, навантаження на автомобіль, налаштування гальм, стан дороги, коефіцієнт тертя/зчеплення між колесом і дорогою.

Деталь, яка раптово ламається в гальмівній системі, що безпосередньо впливає на життя людини, може призвести до серйозних наслідків. В автомобілях, у яких використовуються механічно оброблені та литі гальмівні диски, наприклад, легкових автомобілях, вантажівках і мотоциклах, велике навантаження на гальма, складні умови експлуатації та поточні умови навколишнього середовища можуть вплинути на працездатність і ефективність пристрою та спричинити втомні відмови.

Така несправність, яка також може виникнути в результаті поганої конструкції, значно впливає на втомне пошкодження через неоднорідну

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

структуру матеріалу, переміщення з перевантаженням і зменшення терміну служби частини.

Наразі технологія підвищення ефективності гальмування автомобілів є актуальною, оскільки ринок перевезень зростає, рисунок 1.

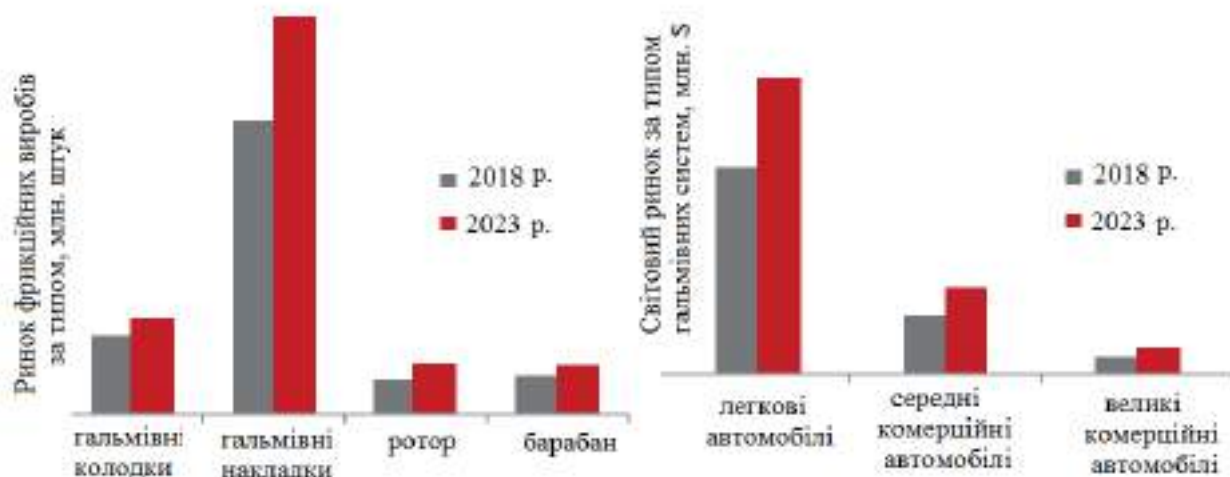


Рисунок 1 – Розвиток поточного ринку гальмівних систем автомобілів.

Матеріали гальмівних дисків, що використовуються для важконавантажених транспортних засобів, в основному, засновані на традиційному сірому чавуні через його хороші характеристики та низьку вартість. Протягом багатьох років термічні та механічні властивості сірого чавуну, що використовується для виробництва гальмівних дисків, поступово покращувалися за рахунок точного налаштування легуючих елементів. Тим не менш, через поведінку матеріалу, що включає нелінійну еластичність і несиметричну межу плинності при розтягуванні та стиску, механічні властивості сірого чавуну не так добре вивчені, як властивості сталі або алюмінієвих сплавів.

Незважаючи на «традиційну» технологію, фрикційне гальмування все ще використовується і буде застосовуватися в майбутньому. Таким чином, удосконалення поточної технології має бути досягнуто або шляхом зміни матеріалу або зміни їх конструкції.

Метою даної роботи є аналіз ефективності застосування матеріалів у вузлі тертя диск-колодка важко навантажених автомобілів.

Завдання роботи:

1) Виконати аналіз конструкцій та умов роботи гальмівної системи важко навантажених автомобілів.

2) Виконати аналіз матеріалів та видів пошкоджень для гальмівних дисків важко навантажених автомобілів.

3) Розглянути процеси тертя у фрикційних гальмівних механізмах.

4) За допомогою програми кінцевих елементів створити дискову гальмівну систему транспортного засобу в трьох вимірах з найбільш наближеними до реальності граничними умовами.

5. Виконати аналіз втоми змодельованого гальмівного диску з визначенням напружень, довговічності, коефіцієнта міцності та розподілу температур відповідно до сил, що утворюються на колесі та транспортному засобі під час гальмування, та матеріалів дисків.

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ВАЖКО НАВАНТАЖЕНИХ АВТОМОБІЛІВ

1.1 Аналітичний огляд процесу гальмування вантажівок.

Транспортні засоби великої вантажопідйомності, такі як комерційні транспортні засоби, рисунок 1.1 (ліворуч), створені для високого рівня використання при важких умовах роботи. Термін служби комерційного автомобіля розрахований мінімум на 15 років або 2000000 км., і протягом цього часу деякі його компоненти повинні бути замінені через заплановані проміжки часу. Витратна та потенційно небезпечна ситуація може виникнути, коли для компонента проводяться конкретні спостереження, що вимагає не запланованого ремонту, що спричиняє знерухомлення та простій автомобіля.

Можливе розташування осей автомобіля показано на рисунку 1.1 (зправа). Під час гальмування гальмівна сила рівномірно розподіляється між передньою віссю, ведучою віссю та будь-якою додатковою віссю (також називається мертвою віссю). У разі дуже великих уповільнень (що на практиці є рідкістю), передня вісь приймає дещо вищу гальмівну силу, ніж інші осі. У важких транспортних засобах використовуються два типи фрикційних гальмівних систем: барабанні гальма або дискові гальма. Під час гальмування, наприклад, великовантажного автомобіля, частина колодок притискається до обертового диска, так званого гальмівного диска або гальмівного ротора, рисунок 1.2. При цьому кінетична або потенційна енергія транспортного засобу перетворюється на теплову енергію [2]. Гальмування є складним навантаженням, яке призводить до швидкого підвищення температури на поверхні диска і, як правило, виникає нерівномірний контакт між гальмівними колодками та диском. Це призводить до зносу диска та колодок. Це також може спричинити виникнення та зростання тріщин у

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

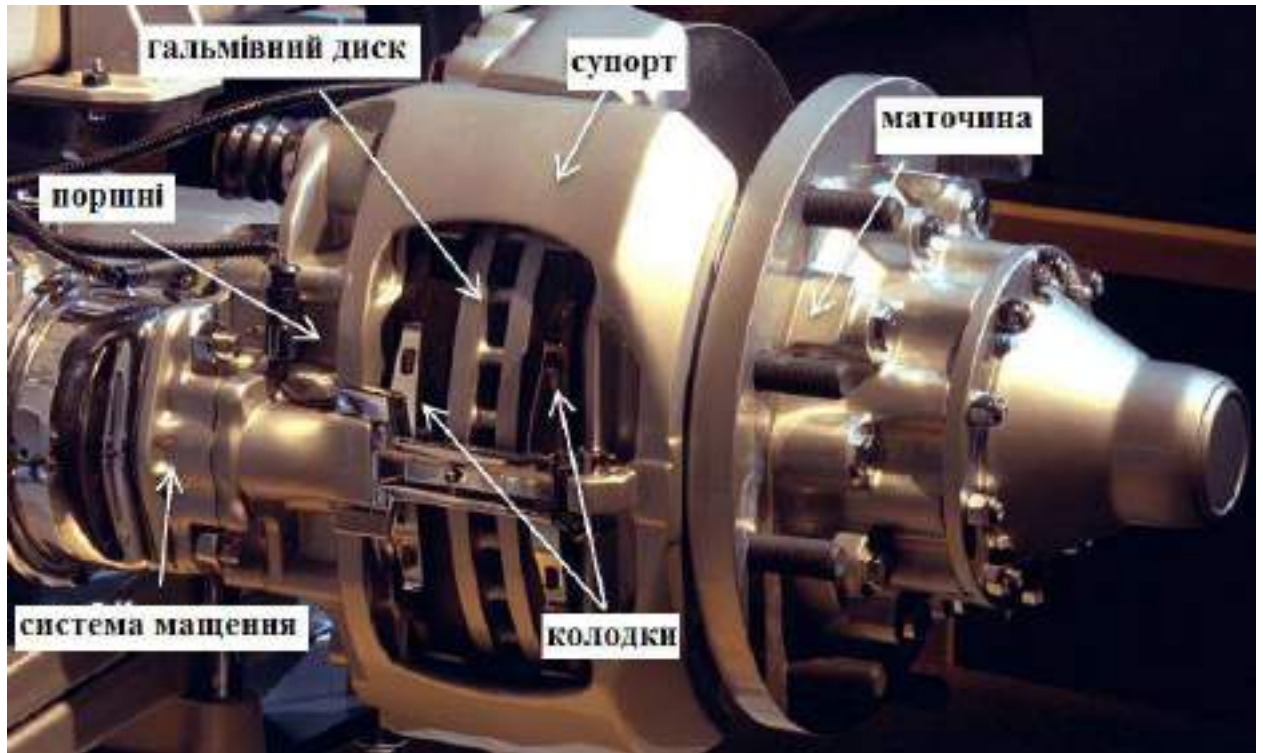


Рисунок 1.2 – Вигляд дискової гальмівної системи та ступиці комерційного автомобіля [4].

Можна визначити три різні типи гальмування. Перший вид – це «гальмування при зупинці», коли швидкість знижується до зупинки. По-друге, це «нормальне гальмування», також відоме як «гальмування з пригальмуванням», коли швидкість знижується під час звичайного водіння з міркувань безпеки (наприклад, дотримання дистанції між транспортними засобами) або зміни обмежень швидкості. Третім є «гальмування з опором», яке також називають гальмуванням на схилі, оскільки гальма використовуються для збереження швидкості під час руху вниз по схилу.

Під час гальмування можуть виникати наступні явища:

1) Звукові шуми різних частот. Наприклад, шуми низьких та високих частот (4...16 кГц) генеруються колодками та дисками. Вібрація колодки виникає за рахунок зміни коефіцієнта тертя та спотвореної геометрії фрикційного матеріалу. Відхилення товщини диска «DTV», локальні перегріву «hot spots» та невідповідний матеріал призводять до вібрації диска.

									Арк.
									10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ				

2) Уривчасте ковзання «stick-slip» - виникає, у випадку перевищення статичного тертя над кінетичним. В наслідок цього явища тертьові поверхні диску і колодки від'єднуються і починають «ковзати». Явище триває до повторного з'єднання контактуючих елементів.

3) Скрегіт «groan and moan» - це певний ряд пульсацій, що спричинені уривчастим ковзанням між диском і колодкою. Також, причинами скреготіння є деформація колодок або диска, зміна коефіцієнта тертя або перенесення (налипання) фрикційного матеріалу на поверхню диску.

4) Вібрації «judder» виникають внаслідок зміни гальмівного моменту. В залежності від фактора, що викликає вібрації розрізняють кілька груп:

- Hot Judder – температура диску > 200 °C;
- Cold Judder – температура диска < 100 °C;
- VHS, вібрації при високих швидкостях > 130 км/год;
- «Green» вібрації, що спостерігаються у щойно заміненіх дисках або колодках у період їх припрацювання.

Чим більший коефіцієнт тертя в системі диск, тим більше ймовірність того, що спостерігатимуться віброакустичні явища (писки, шуми та вібрації), що надходять від гальмівної системи автомобіля.

Теплова енергія, що утворюється під час гальмування, передається шляхом теплопровідності всередині компонентів гальма, а також шляхом конвекції та випромінювання в навколишнє середовище.

Ефективність певної конструкції гальмівного диска (стосовно таких явищ, як знос, коефіцієнт тертя, згасання гальм і випаровування рідини) контролюється термомеханічними властивостями матеріалу та трибологічним середовищем. Крім того, конструкція гальмівного диска контролює загальну деформацію диска та продуктивність конвекційного охолодження, а також впливає на накопичення теплових навантажень. Отже, покращення продуктивності гальмівного диска можна реалізувати шляхом модифікації матеріалу диска та/або конструкції диска відповідним чином. На

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

рисунку 1.3 показано різні явища, пов'язані з продуктивністю гальмівного диска, та їх взаємодію.

Найбільш часто використовуваним матеріалом для гальмівних дисків є сірий чавун [5], хоча також використовуються такі матеріали, як алюмінієво-металевий матричний композит та вуглецева кераміка. Сірий чавун є хорошим компромісом, враховуючи співвідношення ціни та продуктивності. Для важких транспортних засобів головною увагою протягом багатьох років було вдосконалення сірого чавуну, так званого чавуну з лускоподібним графітом, шляхом його легування іншими хімічними елементами. Сірий чавун, який використовується в матеріалах гальмівних дисків, визначається хімічним складом (відсоток, наприклад, вуглецю, кремнію, марганцю, сірки та фосфору), але не процесом його виробництва, який є однаковим для всіх сплавів. Цінною перевагою сірого чавуну є те, що він на 100 % підлягає переробці [6].



Рисунок 1.3 – Функція та продуктивність гальмівних дисків.

Червоні крапкові лінії представляють внесок у термічне розтріскування, тоді як пурпурові пунктирні лінії визначають зв'язки з іншими явищами.

1.2 Конструктивні особливості та розподіл навантажень в гальмівній системі вантажівок.

Транспортний засіб, що рухається по заданій траєкторії, піддається впливу зовнішніх сил. Основною силою є гравітаційна. Також виникає аеродинамічний опір, що створюється транспортним засобом. На колеса діють сили тертя від дорожнього покриття. Сили тертя викликані тягою, гальмуванням, опором коченню та схилом або нерівностями дороги. Загальна схема дії сил зображена на рисунку 1.4.

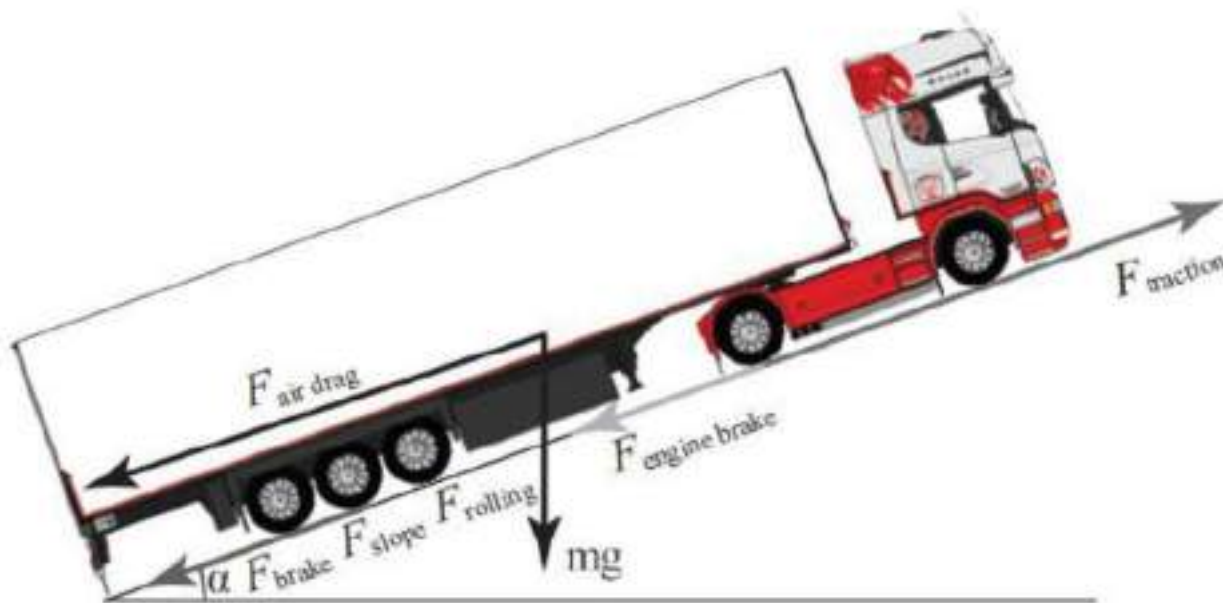
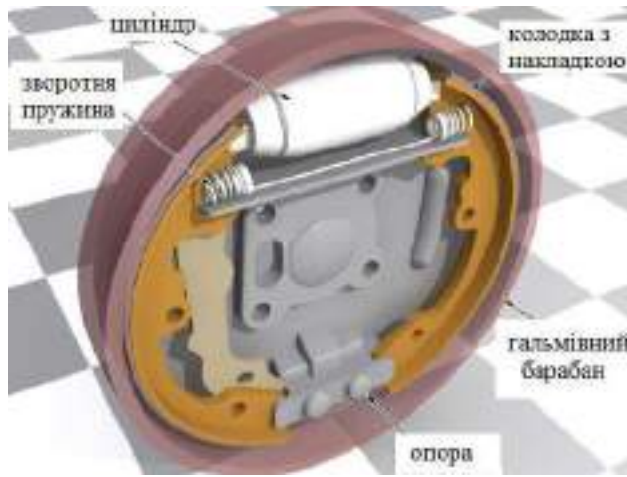


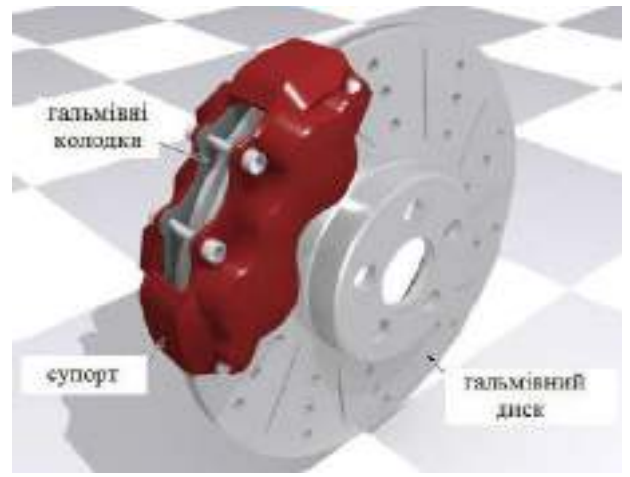
Рисунок 1.4 – Ілюстрація сил, що діють на вантажівку.

На ринку доступні декілька типів фрикційних гальмівних систем, вибір яких наведено на рисунку 1.5. Звичайні гальмівні диски та гальмівні диски з повним тертям використовують гальмівну колодку, що притискається до гальмівного диску.

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13



а)



б)



в)

Рисунок 1.5 – Типи фрикційних гальмівних систем:

а) – гальмівний барабан; б) – дискові гальма; в) – повноконтатне гальмо.

На відміну від звичайних гальмівних дисків, де колодки покривають приблизно 70 % поверхні тертя, повноконтатні дискові гальма мають одну або пару колодок, що покривають майже 100 % поверхні тертя.

Дискова гальмівна система, на якій ми зосереджуємося в цьому дослідженні, є важливим фактором у втомному руйнуванні. На рисунку 1.6 представлено схематичне зображення дискової гальмівної системи.

Приклад гальмівної колодки наведено на рисунку 1.8.

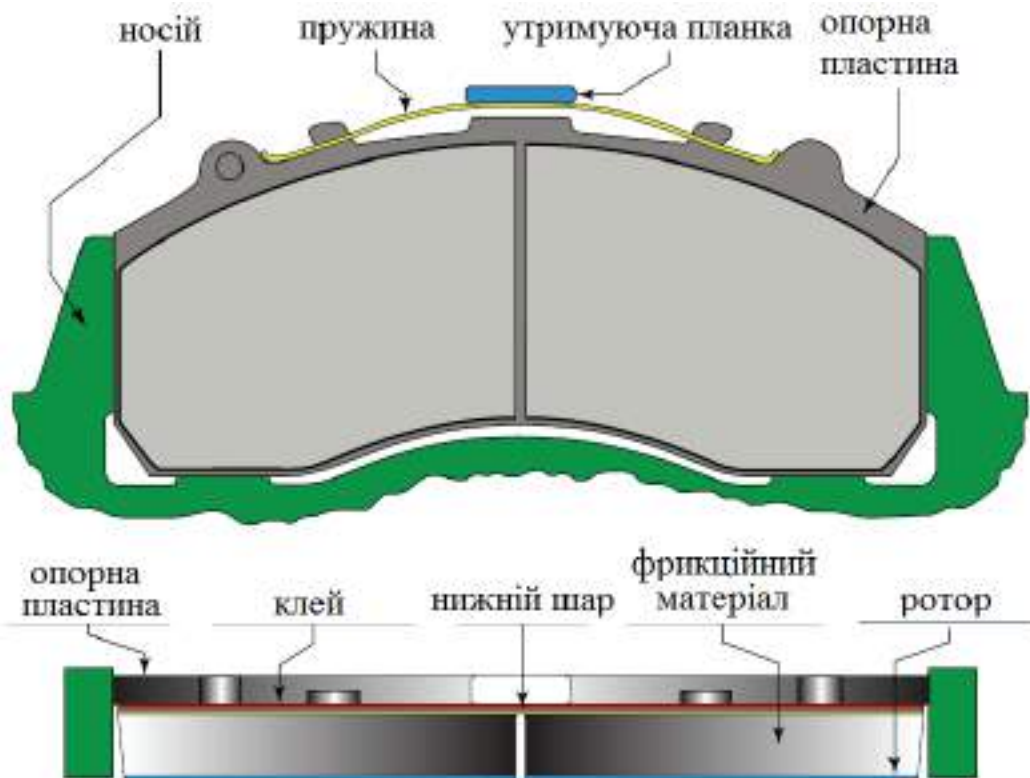


Рисунок 1.8 – Конструкція гальмівної колодки

Факторами, що впливають на транспортний засіб, при гальмуванні під час руху, є сила тертя, що утворюється між гальмівною накладкою та диском / барабаном у гальмівному механізмі, тертя між дорогою та колесом, сила, що утворюється від ухилу дороги та швидкості автомобіля. Збільшення швидкості автомобіля призводить до збільшення гальмівного шляху. Сила тертя виникає між гальмівною накладкою та диском гальмівного механізму колеса. Вона змінюється в залежності від потужності гальмівної системи, яка використовується в автомобілях. Коефіцієнт тертя між колесом і землею також впливає на гальмування. Оскільки колеса не зупиняться на слизькій землі, гальма не втримають, або колеса будуть ковзати по землі. В результаті гальмівний шлях автомобіля буде довшим. Ухил дороги змінюється залежно від того, їдуть транспортні засоби під гору чи вниз. Оскільки сила, що утворюється через вагу транспортного засобу, змусить транспортний засіб

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

прискорюватися під час спуску, це спричинить збільшення гальмівного шляху через створення сили, що запобігає гальмуванню. Якщо транспортний засіб піднімається по пандусу або схилу, цього разу сила, створена вагою автомобіля, намагається зупинити транспортний засіб.

1.3 Аналіз конструкцій гальмівних дисків.

На сьогодні найбільш розповсюдженими є п'ять видів конструкцій гальмівних дисків, а саме: 1) верхня частина без впадини; 2) верхня частина з впадиною; 3) внутрішня частина без отворів; 4) внутрішня частина з отворами; 5) плаваючі диски, відлиті з двох частин, рисунок 1.9.

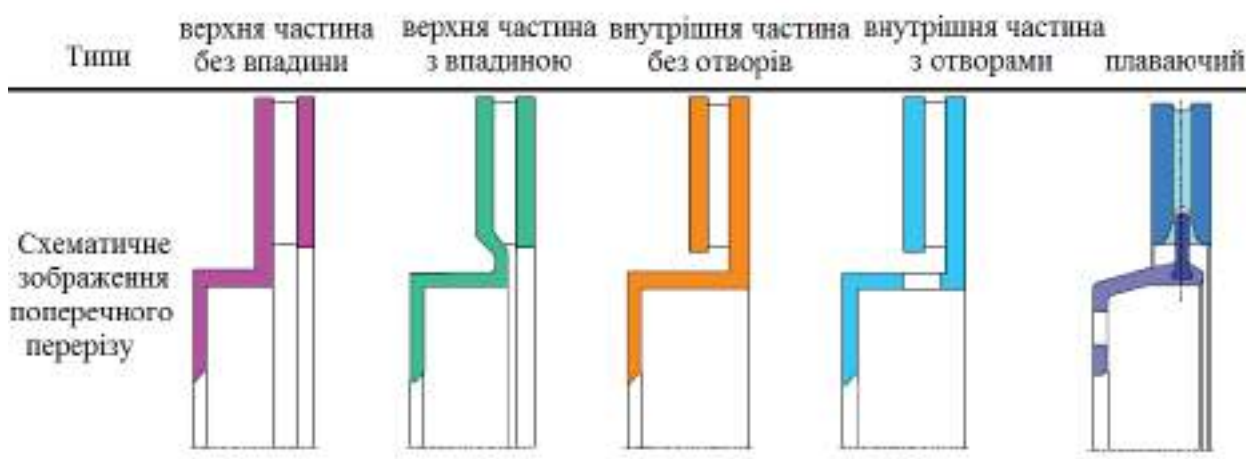


Рисунок 1.9 – Базові конфігурації вентильованих гальмівних дисків.

Такі конструкції мають або прямі лопатки, тангенціальні лопатки, вигнуті лопатки або колони. Крім того, можуть використовувати додаткові функції, такі як канавки, прорізи та / або отвори, просвердлені на поверхнях тертя. Однак такі особливості можуть призвести до концентрації напружень, оскільки вони поводяться як виїмки. Усі гальмівні диски відлиті як єдине ціле, за винятком плаваючого диска, який має дзвоник, встановлений на кільці (диску), або диск, встановлений на дзвоні. Плаваючий диск існує у

двох версіях: напівплаваючий і повністю плаваючий гальмівний диск. Два типи плаваючих дисків дуже схожі, але повністю плаваючі диски не використовуються у важких умовах роботи. Різницю можна знайти в з'єднанні між розтрубом і диском. Для напівплаваючого гальмівного диска диск прикріплений до розтруба, тоді як для повністю плаваючого гальмівного диска диск сидить на розтрубі (забезпечує повний рух) зовнішнього кільця). Основна перевага плаваючого диска полягає в забезпеченні кращої гнучкості диска у вигляді «зазорів» і «стиків».

Ще одним важливим аспектом при проектуванні гальмівного диска є зменшення його конусності під час гальмування та, можливо, обмеження остаточної деформації після охолодження. Приклад антиконусного гальмівного диска наведено на рисунку 1.10 (а), а традиційний гальмівний диск капелюшного типу зображено на рисунку 1.10 (б). Недоліком антиконусного гальмівного диска є погана циркуляція повітря [7], яка зменшує охолодження між опорою колеса та диском [7, 8]. На рис. 1.10 (а) антиконусний гальмівний диск показаний із покращеною конструкцією охолодження, оскільки в ньому немає отвору. колесо, щоб полегшити потік повітря.

Сині стрілки позначають напрямок охолодження, що входить у диск, а помаранчеві стрілки показують потік гарячого повітря, що виходить із диска. Гальмівний диск показаний пунктирною нижньою частиною для вільного розширення в радіальному напрямку та зменшення теплопередачі до водила та колеса. Недоліком плаваючих дисків є те, що гальмівний диск є слабшим у тій частині, де обидві частини з'єднані між собою, порівняно з диском, відлитим як одне ціле.

Для кожного типу диска охолодження зазвичай здійснюється за допомогою різних типів лопаток (прямих, тангенціальних або вигнутих) та / або опор, рисунок 1.11.

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

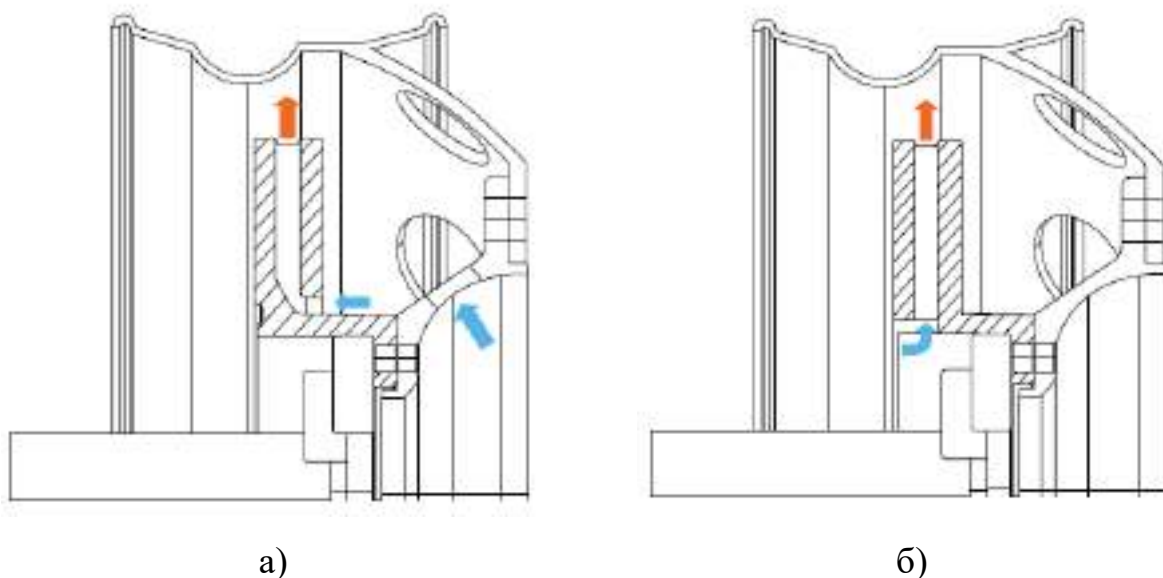


Рисунок 1.10 – Антикonusний гальмівний диск із прямими лопатками та покращеними характеристиками охолодження:

а – встановлений у тримачі коліс; б – зовнішній кріпильний гальмівний диск капелюшного типу, встановлений у тримачі коліс.

Вигнуті лопаті підвищують продуктивність охолодження за рахунок збільшення повітряного потоку [9] (накачування), що викликає більші аеродинамічні втрати на високих швидкостях. Однак це в основному проблема у застосуваннях високошвидкісних залізниць. Крім того, гальмівний диск із вигнутими лопатями повинен бути встановлений на з'єднаній стороні осі, щоб виконати проектне обертання для потоку повітря.

Палмер [10] та інші [6] намагалися оптимізувати багаторядний вентиляований гальмівний диск щодо його продуктивності охолодження. Вентилювані диски мають дві зачіпні поверхні, розділені лопатками. Існує три сімейства типів геометрії лопаток: прямі радіальні лопатки, тангенціальні лопатки та стовпи (колони). Приклади гальмівних дисків з різними лопатями показані на рисунку 1.12.

										Арк.
										19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ					

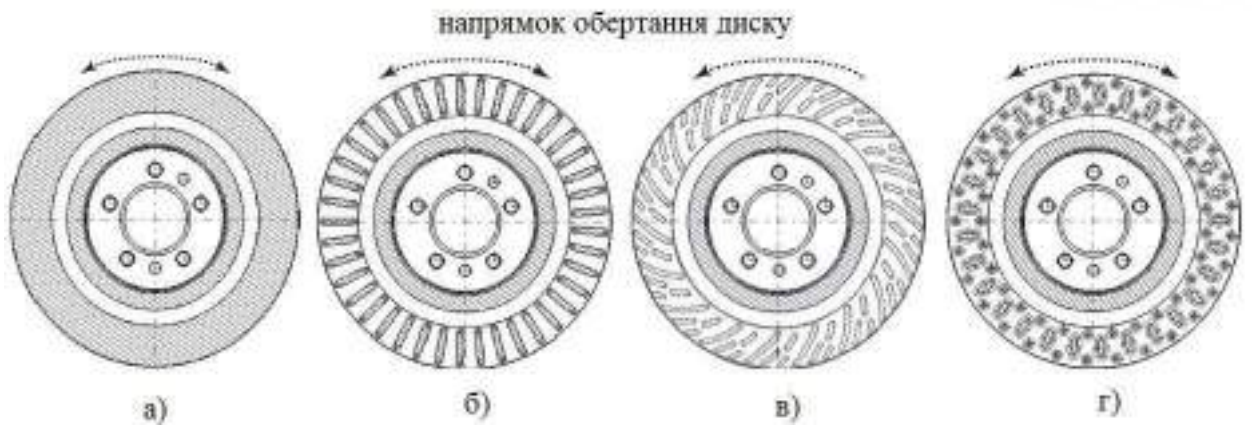


Рисунок 1.11 – Конструкція суцільного диска [11]:

а) суцільний; б) прямої лопатки; в) вигнутої лопатки; г) диск стовпового типу.



а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.12 – Приклади гальмівних дисків з різними лопатями:

а) гальмівний диск з прямими лопатями; б) тангенціальний диск з прямими лопатями; в) тангенціальний, вигнутий пластинчастий диск; г) диск стовпового типу.

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Щоб мати хорошу ефективність охолодження гальмівного диска, необхідно враховувати три основні характеристики: потік повітря через диск, середній коефіцієнт теплопередачі поверхонь диска та площу контакту ротора.

Також були розроблені диски з штифтовою вентиляцією [12], рисунок 1.13. Ще одна перевага вентильованого диска полягає в тому, що він має вищий опір термічній деформації, що є результатом менших теплових навантажень всередині ротора через розподіл матеріалу. Важливо відзначити, що геометрія штифтів може бути різною в межах диска залежно від того, в якому ряду розташовані штифти, як показано на рис. 1.13.

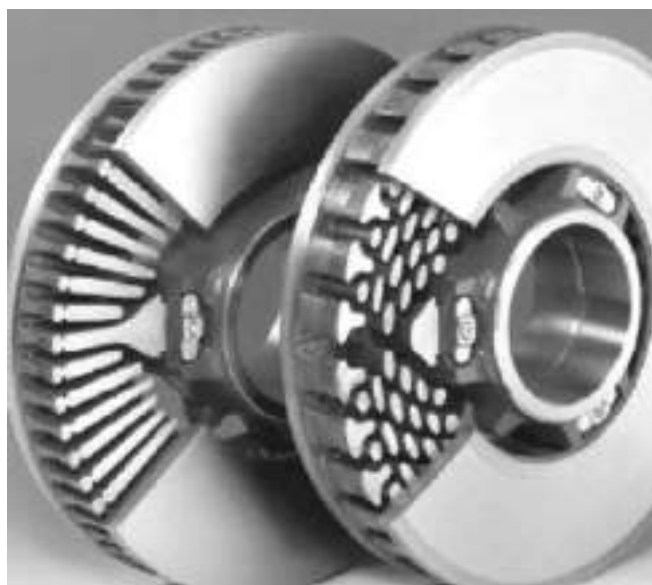


Рисунок 1.13 – Приклад гальмівних дисків з штифтовою вентиляцією.

На високій швидкості початкова температура диска повинна бути якомога нижчою, оскільки розсіювання тепла під час гальмування є низьким [13]. Тоді виникає спокуса максимізувати конвекційне охолодження гальмівних дисків за допомогою лопаток, які демонструють кращу ефективність охолодження та малу масу. Однак на високих швидкостях такі диски створюють значні аеродинамічні (накачування) ефекти, які створюють втрати, рисунок 1.14 [13].

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Як показано на рисунку 1.14 суцільний диск має найнижче значення аеродинамічного опору Q_{aero} , (аеродинамічні втрати потужності), тоді як радіально-лопатевий диск має найвище значення при високій швидкості обертання. На рисунку 1.15 показано, що радіальний диск має найкраще конвективне розсіювання тепла (Q_{conv}), тоді як суцільний диск має найнижче значення. Слід зазначити, що тангенціальні та радіальні/колончасті диски мають однакову поведінку, близьку до радіальних дисків. На рисунку 1.14 і 1.16 показано, що радіальний/колонний диск забезпечує найкращий компроміс між низькими втратами та високим охолодженням на низькій та високій швидкості за допомогою рівняння (1.5.1) [13].

$$\eta_v = \frac{Q_{conv}}{Q_{aero}} = \frac{(a\omega + b)\Delta T}{\omega^c}, \quad (1.1)$$

де a - постійна складова вимушеної конвекції. b - константа з урахуванням природної конвекції, c - константа з урахуванням потужності накачування. ΔT [°C] - різниця між температурою на поверхні диска та температурою навколишнього середовища, ω [рад/с] - кутова швидкість.

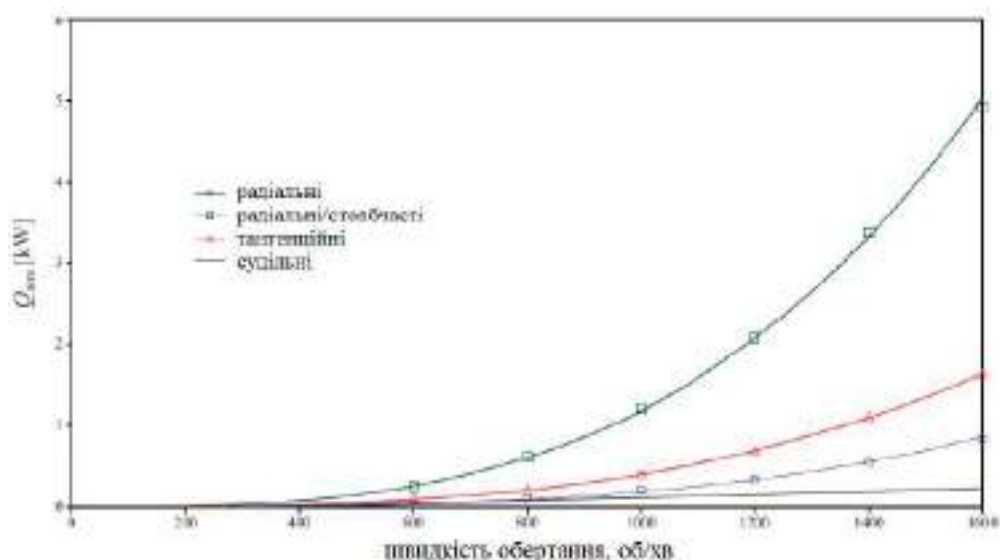


Рисунок 1.14 – Порівняння аеродинамічних втрат чотирьох дискових конструкцій [14].

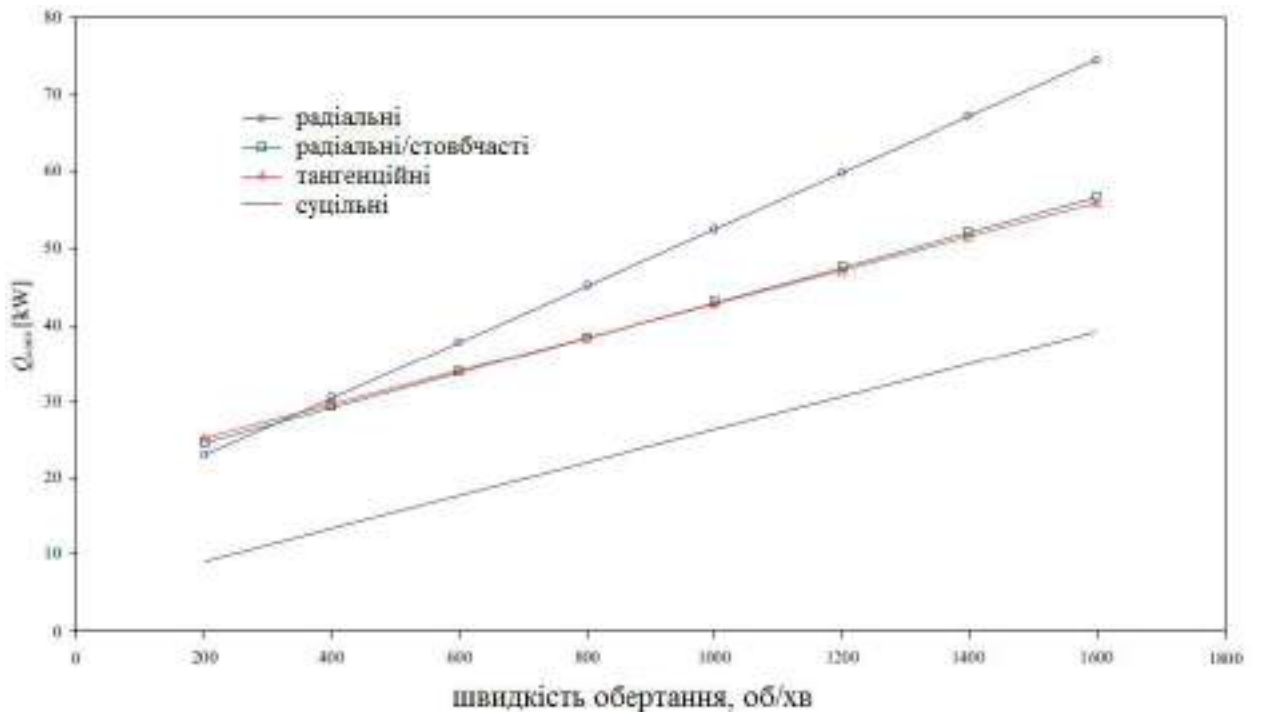


Рисунок 1.15 – Порівняння конвективних теплових втрат потужності при постійній температурі диска 180 °С.

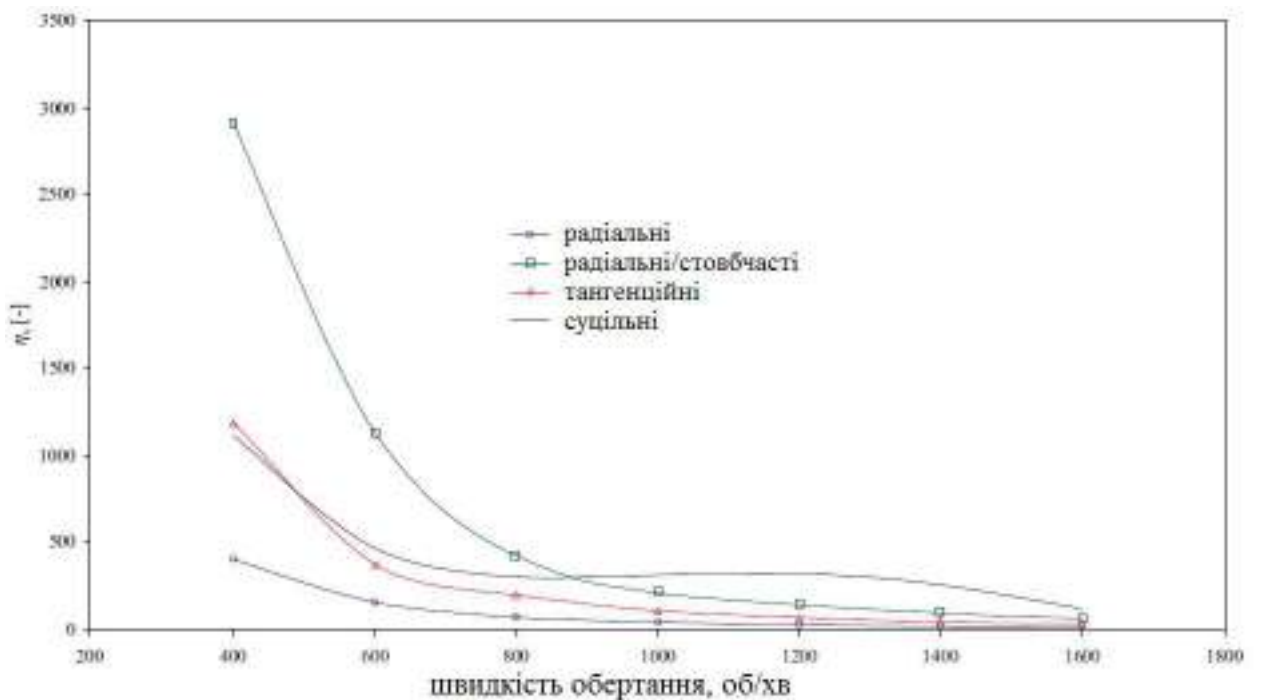


Рисунок 1.16 – Співвідношення дискового охолодження та аеродинамічної ефективності.

Порівняння аеродинамічних втрат потужності, розсіювання сполучного тепла та співвідношення охолодження та аеродинамічної ефективності для різних типів гальмівних дисків було досліджено у роботі [14]. Дослідження показує, що типи радіальних / колонних дисків є хорошим компромісом. Радіальні диски зі стовпами мають найкраще співвідношення охолодження та аеродинамічної ефективності до 800 об/хв, ставши другим найкращим після суцільного диска вище 800 об/хв. Однак для важких транспортних засобів швидкість становить приблизно 80 км/год. що відповідає приблизно 425 об/хв. Така низька швидкість означає, що втратами накачування, які складають близько 0,1 кВт на гальмівний диск, можна знехтувати.

Усі пари колодки - диски мають бути закріплені (щоб мати міцний контакт усіх тертьових поверхонь), щоб забезпечити термостабілізацію та покращити стійкість до розтріскування. Тріснучий або навіть повністю новий диски можуть вийти з ладу під час перших кількох значних зупинок, якщо догляд за диском не здійснюється. Для досягнення оптимальної продуктивності гальм і продовження терміну служби дисків важливо, щоб гальма працювали при рівній температурі у зоні з'єднання. Загалом, усі гальмівні диски автомобіля повинні мати однакову температуру. Різні температури призведуть до нерівномірного гальмування [14].

1.4 Аналіз матеріалів для гальмівних дисків.

Диски мають певну теплоємність, яка змінюється після досягнення певної температури теплопоглинання матеріалом і ефективність гальмування різко падають. Робота елементів фрикційні накладки в таких умовах можуть призвести до їх руйнування. Щоб цього не сталося, компоненти системи, що піддаються найвищим термічним впливам, повинні бути добре закріплені і

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

охолоджені. Тому конструктори створили вентилявані або просвердлені диски.

Перші мають спеціально висічені канали в центрі диска, що допомагає їм охолоджуватися. Другі, завдяки численним просвердленим отворах, починають знижувати свою температуру не тільки по периметру, а й у місці перфорацій [15].

Наступним завданням для конструкторів було створити матеріал, який би впорався з вимогами клієнтів щодо безпеки та комфорту водіння. Диски нагріті до температури червоного тепла, тобто значно вище 1000 °С, часто раптово охолоджуються, наприклад, холодною водою, що витікає з калюжі, в яку потрапила шина. Диски, як було вказано вище, зазвичай виконують зі сталі або чавуну. Найдосконаліші диски виготовляються з кераміки або вуглецевих композитів. Вони більш стійкі до високих температур, а тому – також більш довговічні [16]. Дві останні групи не дуже популярні завдяки високій ціні, але вони характеризуються дуже хорошими властивостями термостійкості.

Для важко навантажених автомобілів зазвичай встановлюють диски з сірого чавуну, вуглецевої сталі та легованої сталі (SS).

Незалежно від типу та конструкції дисків всі матеріали, що використовуються для фрикційних елементів гальмівної системи повинні відповідати наступним вимогам [2]:

- відповідне високе значення коефіцієнта тертя μ і його висока і низька стабільність чутливість до змін: швидкість ковзання, одиничні тиски, кількість рухів; гальмування, час роботи, ступінь змочування водою та ступінь забруднення, наприклад, піском (на практиці рекомендується $\mu = 0,3 \div 0,4$);

- висока зносостійкість в очікуваних умовах експлуатації;

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- висока стабільність властивостей при високих температурах і стійкість до термічних ударів і хороша теплопровідність;
- достатня механічна міцність;
- низька схильність до зношування поверхонь ковзання та легкість обкатування,
- низька гігроскопічність і змочуваність;
- технологічність і легкість у виконанні.

Сьогодні існує чотири різні групи матеріалів для гальмівних колодок: 1) органічні без азбесту, 2) з низьким вмістом металу, 3) напівметалеві і 4) керамічні. Поверхня тертя гальмівної колодки часто оснащена прорізами або канавками, головним чином введеними для того, щоб зменшити поверхневу температуру та зношування [17]. Для спеціальних гальмівних колодок, які використовуються в залізничній промисловості, як для французьких високошвидкісних поїздів «TGV» фрикційний матеріал складається з штифтів, які не покривають 100 % площі колодки. Для гальмування з високим моментом Сміт і Хадсон [17] запропонували додати додатковий диск і пару колодок, одночасно зменшивши розмір компонентів порівняно з одним гальмівним диском.

Вибір відповідного матеріалу гальмівного диска базується на бажаних механічних властивостях і проблемах, пов'язаних з продуктивністю. На сьогоднішній день на ринку доступні різні матеріали або їх комбінації для гальмівних дисків. Список потенційних кандидатів в матеріали для дисків наведено в таблиці 1.1.

Чавун: виготовляється з цілісного шматка заготовки на стандартних автомобілях або складається з двох частин, містить чавунне кільце та алюмінієвий з'єднаний «капелюх» на оновлених версіях.

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Таблиця 1.1 – Типові основні механічні та термічні властивості матеріалів гальмівних дисків при кімнатній температурі.

№	Матеріал	E [GPa]	ν [-]	ρ [kg/m ³]	α [1/K] $\times 10^{-6}$	λ [W/mK]	c [J/kg/K]
1	Карбонова кераміка	30	0,6	2450	2,8	40	800
2	Алюміній	43	0,3	2800	23	154	963
3	Нержавіюча сталь	170	0,3	7850	18,5	20	478
4	Метал-Матриця-Композит	74	-	2800	-	-	200
5	Чавун сірий	90	0,4	7250	12	54	500

Сталь: створені з одного тонкого шматка сталі, ці гальма легші за вагою та мають більшу теплоємність, однак володіють низькою довговічністю.

Алюміній: такі гальмівні диски досить швидко передають тепло, але мають меншу потужність поглинати тепло. Алюміній досить легкий, але його не можна використовувати в ситуаціях із тривалим гальмуванням через низьку температуру плавлення.

Карбон-кераміка: ці гальмівні диски виготовлені з композитного матеріалу, посиленого вуглецевими нитками з карбиду кремнію. Тут карбід кремнію є основним компонентом матриці, який визначає високі характеристики твердості композитного матеріалу. Диски мають високу стійкість до температурних і механічних навантажень. Головним недоліком є висока вартість.

									Арк.
									27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ				

Метал-Матриця-Композит: такі гальмівні диски, виготовлені з металоматричних композитів (з англійського: ММС), мають покращену механічну поведінку (наприклад, покращені властивості розтягу та стиску і трибологію), фізичні властивості (наприклад, щільність, теплове розширення та температуропровідність) і зносостійкість. Вага становить лише 60 % від традиційного чавунного гальмівного диска. Як правило, асоціюються з алюмінієвим сплавом.

Чавуни. Діаграма стану заліза показана на рисунку 1.12. Чавуни — це сплави заліза, вуглецю та кремнію, у яких більше вуглецю, ніж може утримуватись у твердому розчині в аустеніті при евтектичній температурі, а сірий чавун — вуглець, що перевищує розчинність в аустеніті випадає у вигляді лускатого графіту. Таким чином, чавунні сплави містять принаймні 2 % вуглецю, тоді як сталі мають від 0,008 % до 2 % вуглецю. Для чавуну вміст перліту, цементиту, аустеніту або ледебуриту, для стабільного стану, змінюватимуться залежно від температури відповідно до діаграми на рисунку 1.12. Сімейство чавунів включає 1) білий; 2) пластичний; 3) сірий; 4) охолоджені та 5) чавуни з шаровидним графітом. Чавун з ущільненим графітом знаходиться між сірим чавуном (графітовою лускою) і ковким, тобто шаровидним чавуном (графітовою сферою). Опис структур можливих чавунів наведено на рисунку 1.13.

Склад сірого чавуну повинен бути обраний таким чином, щоб задовольнити три основні вимоги до мікроструктури: 1) форма і розподіл графіту; 2) вільна від карбиду (без охолодження) мікроструктура та 3) необхідна матриця [18]. Сірі чавуни зазвичай містять від 2,5 до 4 % С, від 1 до 3% Si та добавки марганцю, залежно від бажаної мікроструктури (близько 0,1 % Mn у феритних сірих чавунах і до 1,2 % у гіпоарлітових сірих чавунах). Сірка та фосфор також присутні в невеликих кількостях як залишкові домішки [18]. Існує кілька класів сірого чавуну, які відповідають стандарту ASTM A48-48M [19] або європейському стандарту EN 1561 [20] де вони

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

згруповані відповідно до їх мінімальної межі міцності на розрив. Мікроструктура сірого чавуну залежить від застосовуваних швидкостей охолодження та легуючих елементів [18].

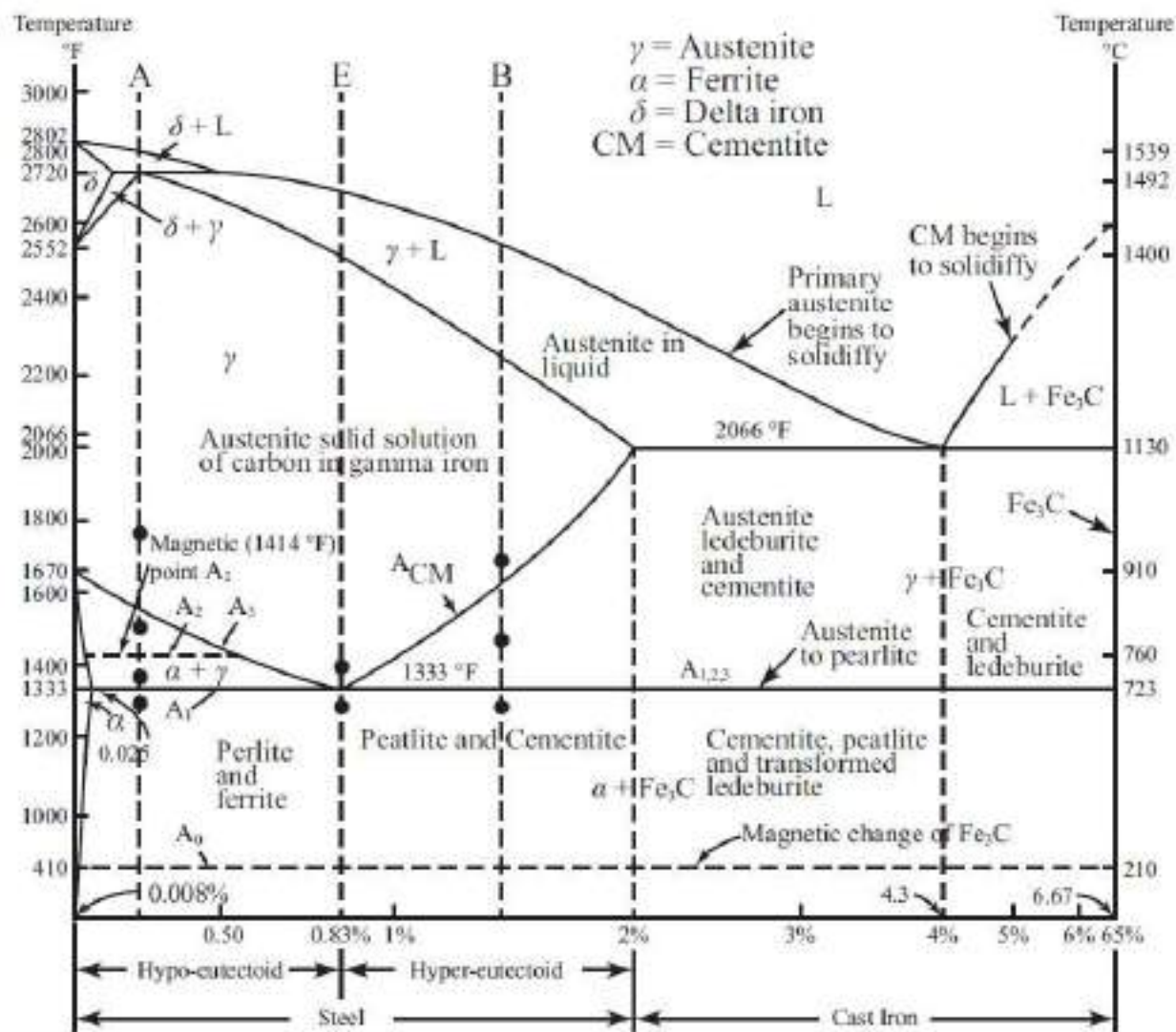


Рисунок 1.12 – Діаграма стану заліза.

Слід звернути увагу на одну особливість сірих чавунів: досить неоднорідну структуру матеріалу з графітовими пластівцями розміром від 1 нуна до 0,015 мм. в металевій матриці [18]. Пластівки графіту мають дуже погані механічні властивості і, крім того, вони діють як ініціатори тріщин або самі по собі можуть вважатися тріщинами, вбудованими в матеріал. Пластівці графіту можна одержати, контролюючи хімічний склад матеріалу та процес охолодження під час лиття. Теплопровідність для чавунів залежить

від графітових пластивців, оскільки вони мають дуже хорошу провідність порівняно з основним матеріалом. Це також означає, що провідність матеріалу можна збільшити, в той же час залишивши інші механічні властивості незмінними [18, 21].

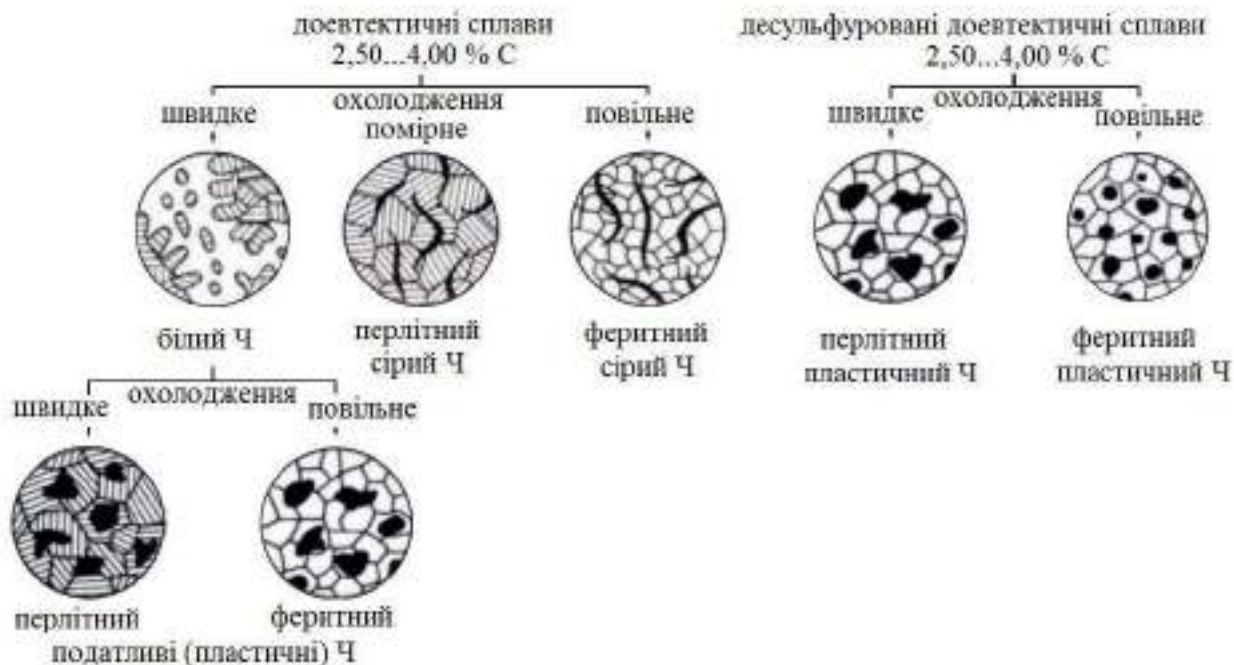


Рисунок 1.13 – Короткий опис мікроструктур чавуну.

Фазове перетворення є важливим явищем, коли можна очікувати виникнення високої температури. Що стосується сталі, чавун може утворювати мартенсит шляхом швидкого охолодження аустеніту [18]. Мартенсит — це дуже тверда кристалічна структура сталі, яка може спричинити розтріскування та викришування. Наявність гарячих локацій у гальмівних системах можуть викликати утворення мартенситу в чавунних гальмівних дисках [18].

Гальмівні диски з сірого чавуну. Сучасні гальмівні диски, які використовуються для великогабаритних транспортних засобів, що експлуатуються у важких умовах, виготовляються переважно з перлітно-сірого чавуну якості від GCI 15 до GCI 25 [18, 21], аналоги СЧ 15...СЧ 25 (мінімальна межа міцності на розрив від 150 МПа до 250 МПа).

						ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			30

Невеликі кількості добавок хрому та молібдену нададуть матеріалу більшої стійкості до стирання та покращать поведінку до розтріскування при нагріванні [18]. Більш високий вміст вуглецю покращує теплопровідність, що покращує здатність керувати високими рівнями гальмівної потужності. Збільшення вільного графіту в той же час погіршує механічні властивості. З цих причин сучасні матеріали для гальмівних дисків із сірого чавуну мають збалансовані властивості, які в кінцевому підсумку забезпечують належну ефективність гальмування. Додавання ніобію до певної міри зменшить відстань між пластинами графіту, еутектичної комірки та перліту [18].

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

РОЗДІЛ 2. ПРОЦЕСИ ТЕРТЯ У ФРИКЦІЙНИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМАХ

2.1 Умови роботи фрикційних гальм.

Тертя — це добре відомий фізичний процес, що діє у вузлі гальмівна колодка – диск та забезпечує зниження швидкості транспортного засобу до зупинки, навіть якщо спочатку можна використати гальмування двигуном. Як згадувалося вище, в автомобільних гальмах тертя досягається контактом між нерухомими колодками, які штовхаються до обертового диска (дискові гальма) або гальмівними колодками, що штовхаються до обертового барабана (барабанні гальма). Тертя між двома тілами вивільняє енергію в формі тепла [22] тому гальмівні диски або барабанні гальма повинні бути розроблені таким чином, щоб витримувати високі міомеханічні навантаження. Обидва типи фрикційних гальм мають свої переваги і недоліки [12], і використання транспортного засобу сприятиме тому або іншому. Наприклад, якщо транспортний засіб використовується в запиленому середовищі то барабанні гальма будуть кращими, оскільки вони є закритим компонентом, що обмежує кількість пилу, котрий потрапляє в систему. Однак при повторних або тривалих гальмуваннях температура може суттєво підвищитись, тоді, перевагу буде віддано гальмівним дискам з їх кращим охолодженням.

Сильне гальмування викликає високі теплові навантаження на гальмівний диск, що призводить до високої місцевої температури (гарячі точки або гарячі смуги), інтенсивному зношуванню та можливого розтріскування. У Європі дискові гальма широко використовуються у вантажівках, що працюють у важких умовах (загальна маса автомобіля понад 3,5 тонни) як для вантажних, так і для пасажирських перевезень. Гальмівні диски працюють в парі з колодками, які визначені матеріалом гальмівних

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

накладок. Гальмівні накладки повинні мати відповідний коефіцієнт тертя, постійний коефіцієнт тертя (наприклад, при різних температурах, у вологих умовах, під час впливу солі або забруднення) і відповідну міцність. Добре відомо, що матеріал колодок впливає на ефективність гальм при термічному навантаженні на диск [8].

Гальмівний диск із кращою стійкістю до термічного розтріскування та збереженням зносостійкості та фрикційних властивостей, рисунок 2.1, призведе до значної економії, зокрема у формі вищого коефіцієнта використання автомобіля. Підвищення продуктивності гальмівних дисків призводить до зменшення кількості замін дисків протягом терміну служби автомобіля.

Три основні явища, які впливають на термін служби гальмівного диска, це: 1) теплове навантаження матеріалу диска від фракційного ковзання; 2) реакція матеріалу на напруження та деформації; 3) розвиток пошкоджень і тріщин. Для всіх цих трьох факторів поведінка матеріалу диска є центральною, особливо для 2) і 3) і, побічно, також для 1).



Рисунок 2.1 – Приклади зношування, розтріскування та зламу гальмівних дисків.

2.2 Навантаження і температури при гальмуванні.

Спрощений аналіз розподілу тиску колодки - диск припускає, що тиск рівномірний на номінальній площі контакту, або, що добуток тиску та швидкості ковзання є постійним на площі контакту в результаті так званого

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

припущення про рівномірний знос. Чисельна оцінка типових дискових гальм показала, що припущення рівномірного тиску призводить до середнього ефективного радіусу, а отже, і гальмівного моменту, який приблизно на 2-3 % більше, ніж отримано для припущення рівномірного зносу, яке застосовується для гальм під час умов обкатки (рис. 2.2).

Тому для більшості практичних випадків тиск буде вважатися обернено пропорційним радіусу. Тоді середній ефективний радіус повинен вважатися рівним середньому значенню між зовнішнім і внутрішнім радіусами [45].



Рисунок 2.2 – Розподіл тиску на гальмівний диск для рівномірного зношування.

Фрикційні гальма зазвичай працюють в умовах навантаження, тому термопружні ефекти є важливими для визначення розмірів і роботи гальм. [6]. Це означає, що локальні температури поверхні контролюються локальним контактним тиском, тепловим розширенням і, зрештою, локальним утворенням тепла, що призводить до складної ситуації де жорсткість матеріалу, знос, теплові характеристики та місцеве тертя матимуть вплив. З цієї причини взаємодія колодки та диска, як правило, не забезпечується спрощеними умовами квазістаціонарного стану, описаними вище, замість цього. Виникатимуть місцеві високі температури, що зрештою може призвести до утворення гарячих смуг або гарячих точок на поверхні диска [6].

Вище певної критичної швидкості ковзання взаємодія між контактним тиском, утворенням тепла та тепловим розширенням стає нестабільною, що призводить до подальшої локалізації контакту, утворюючи так звані гарячі точки на межі контакту ковзання [22]. Гарячі точки можуть призвести до прискореного пошкодження матеріалу, інтенсивного зношування і тісно пов'язані з небажаними низькочастотними вібраціями.

Чисельний аналіз термопружної взаємодії з гальмом є складним, особливо якщо гальмо перебуває в стані термопружної нестабільності. Одна з причин цього полягає в тому, що контактні величини за своєю суттю важко виміряти, що робить калібрування та перевірку моделі проблематичними. Зрештою, все ще важко змоделювати явища, що відбуваються під час гальмування в режимі, контрольованому термопружними нестабільностями, викликаними тертям. Під час руху важких транспортних засобів температура диска може досягати 700...800 °С [23]. Поведінка високотемпературних матеріалів, які використовуються, тоді контролюватиме явища зношування.

На додаток до наведеної вище складної картини було виявлено наявність так званого третього тіла, тобто «шар», утворений уламками зносу та оксидами між двома тілами, які мають ковзний контакт, важливий для функціонування трибологічного контакту. Детальне моделювання з використанням, наприклад, клітинних автоматизованих підходів [23] у масштабах, що межують із розміром частинок зносу, може бути використано, щоб пролити світло на процеси на поверхнях ковзання, які контролюють тертя, теплоутворення та знос.

Під час гальмування кінетична енергія перетворюється на тепло. При гальмуванні до повної зупинки кінетична енергія, перетворена в теплову енергію, визначається з рівняння:

$$E_c = \frac{1}{2}MV_0^2, \quad (2.1)$$

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

де M - загальна маса, V_0 - початкова швидкість автомобіля. Для кожного з двох гальмівних дисків передніх коліс автомобіля енергія:

$$E = \frac{1}{4} m V_0^2, \quad (2.2)$$

де m - маса, яку гальмує передня вісь автомобіля.

З кінетичної енергії та її зміни в часі (від уповільнення транспортного засобу) встановлюється сила гальмування, яка розсіюється дисками щоразу, коли вони натягуються. Проте просторовий розподіл теплового потоку q по диску визначається як:

$$q = \mu p v, \quad (2.3)$$

де μ - коефіцієнт тертя, p — локальний тиск, а v - локальна швидкість ковзання.

Коефіцієнт тертя, як правило, вважається постійним, а локальна швидкість ковзання змінюється лінійно залежно від радіуса на диску та швидкості автомобіля. Розподіл тиску між колодкою та диском можна або визначити на основі деяких апріорних припущень, або знайти як частину моделювання.

Талаті та Джалаліфар [24] розглянули дві моделі контакту колодки та диска:

- Рівномірний розподіл тиску: $p = p_{\max} = \text{constant}$, де p_{\max} - максимальний тиск колодки та диска.
- Рівномірний розподіл зносу: $\delta = k p \omega r = \text{constant}$, яка дає $p = p_{\max} \frac{r_2}{r}$, де δ - знос, r - постійний радіус, k - коефіцієнт зносу, а ω - кутова швидкість, рисунок 2.3, де r_1, r_4 внутрішній і зовнішній радіуси диска відповідно, а r_2, r_4 внутрішній і зовнішній радіуси колодки відповідно.

						ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			36

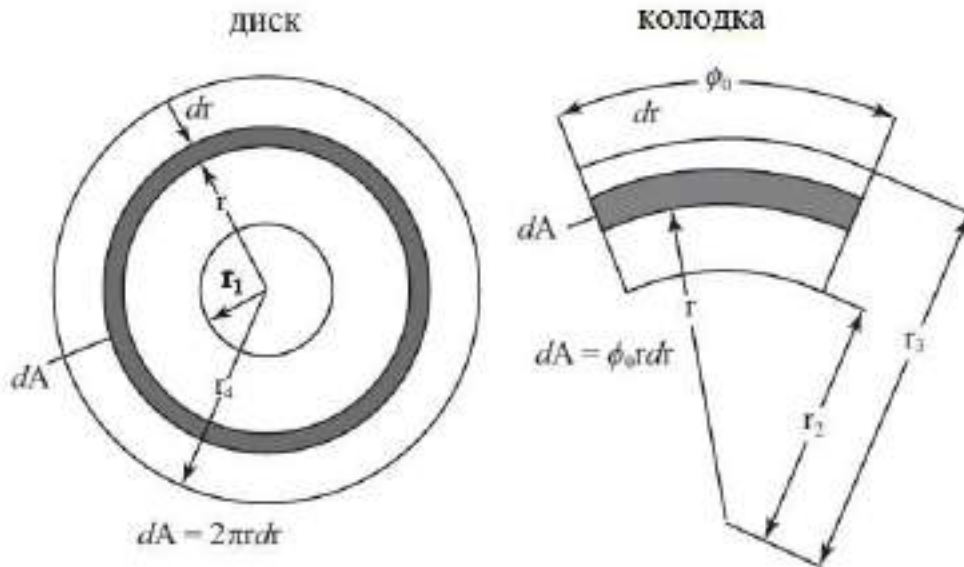


Рисунок 2.3 – Елемент контактної поверхні двох компонентів диск – колодка [25]

Щоб визначити тепловий потік на колодці та диску за двох припущень рівномірного розподілу тиску та рівномірного зносу, одне встановлюється з утворення тепла для площі $dA = \phi_0 r dr$, рисунок 2.3, який розраховується як [24]:

$$d\dot{E} = dP = V dF_f = \omega \mu p \phi_0 r^2 dr, \quad (2.4)$$

і

$$d\dot{E} = d\dot{E}_{pad} + d\dot{E}_{disc} = (1 - \sigma)dP + \sigma dP. \quad (2.5)$$

Тут μ – коефіцієнт тертя (безрозмірний), ω (s⁻¹) – миттєва кутова швидкість диска, а ϕ_0 (рад) – кут контакту колодки. Далі $d\dot{E}$ – швидкість виділення тепла внаслідок тертя між двома компонентами ковзання: $V = \omega r$ – відносна швидкість ковзання, dF_f – сила тертя. Терміни $d\dot{E}_p$ і $d\dot{E}_d$ – це кількість тепла, що поглинається прокладкою та диском відповідно, де коефіцієнт розподілу тепла σ (безрозмірний) позначає частину загального

виробленого тепла, яке надходить на диск. Знайдемо розподіл теплового потоку в колодці на площі $S_{\text{pad}} = dA = \phi_0 r dr$ колодки як:

$$q_{\text{pad}}(r, t) = \frac{d\dot{E}_{\text{pad}}}{dS_{\text{pad}}} = (1 - \sigma)\mu pr\omega(t), \quad (2.6)$$

$$q_{0\text{pad}}(r) = q_{\text{pad}}(r, 0) = (1 - \sigma)\mu pr\omega_0. \quad (2.7)$$

а тепловий потік в диск на площі $S_{\text{disc}} = dA = 2\pi r dr$ диска як:

$$q_{\text{disc}}(r, t) = \frac{d\dot{E}_{\text{disc}}}{dS_{\text{disc}}} = \frac{\phi_0}{2\pi} \sigma \mu pr\omega(t), \quad (2.8)$$

$$q_{0\text{disc}}(r) = q_2(r, 0) = \frac{\phi_0}{2\pi} \sigma \mu pr\omega_0, \quad (2.9)$$

де ω_0 (s^{-1}) - початкова кутова швидкість диска.

Талаті і Джалаліфар [24] та Мазіді та ін. [25] надають граничні умови, включаючи навантаження, для колодки та диска при зупинці гальмування з постійним сповільненням, рисунки 2.4 – 2.5.

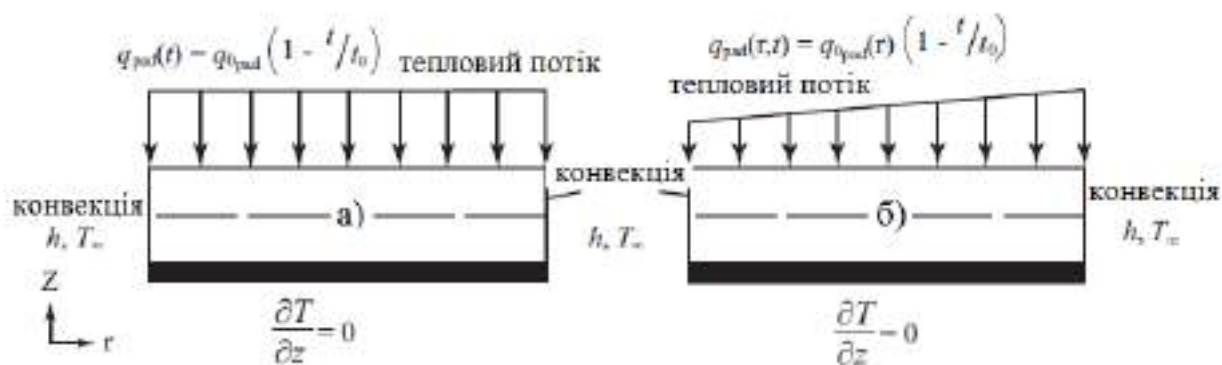


Рисунок 2.4 – Граничні умови для диска:

а) – рівномірний знос; б) – рівномірний тиск [25].

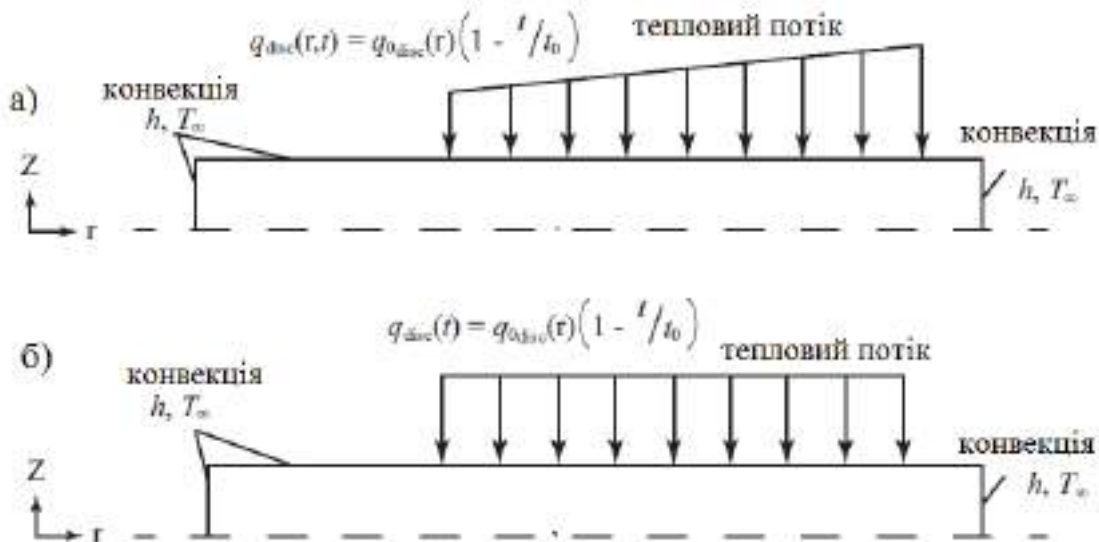


Рисунок 2.5 – Граничні умови теплопровідності диску

Таким чином, температура поверхні залежить від розподілу тепла між диском і колодкою, на який може впливати такий фактор, як накопичення частинок зносу на контактній поверхні. На температуру поверхні також впливають теплообмін і вентиляція.

Тобто, температури гальм можна вивчати, використовуючи апріорне припущення про розподіл тепла, припускаючи, що постійна частина тепла надходить у диск, [26]. Коли розподіл тепла визначено, термічний аналіз є простим із відомими тепловими потоками, що застосовуються до досліджуваних компонентів. Однак, використовуючи цей підхід, розподіл тепла не може врахувати еволюцію генерованих температур в результаті різних умов охолодження компонентів. Інший підхід полягає у введенні теплової контактної провідності між двома ковзними тілами. Роблячи це, розподіл тепла може врахувати температуру тіл ковзання на загальній межі розділу [26]. Моделі цього типу мають можливість враховувати структуру та охолодження за рахунок конвекції та випромінювання від поверхонь

Одна модель цього типу передбачає, що тепло виділяється на поверхні фрикційного матеріалу (накладки) і передається на диск через:

$$q_{disc} = h_{contact}(T_{pad} - T_{disc}), \quad (2.10)$$

де $h_{contact}$ [W / °C m²] - теплопровідність контакту колодки та диска.

Інша модель такого ж типу, але з можливістю більш гнучкого розподілу тепла, є заокругленою за допомогою двох термоконтактних опорів R_{pad} і R_{disc} [°C м²/Вт] на межі розділу за допомогою електричної аналогії, рисунок 2.6.

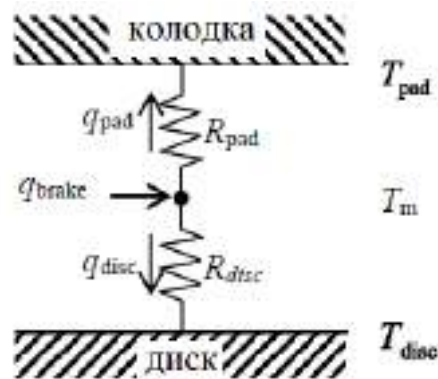


Рисунок 2.6 – Схематичне зображення моделі розподілу тепла для однієї площі поверхні високого контакту колодки та диска.

Із загального генерованого теплового потоку q_{brake} потік q_{disc} спрямовується на диск, а q_{pad} на колодку. Температури поверхні: T_{disc} і T_{pad} , для диска та колодки, відповідно, а загальна температура розділу дорівнює T_m . Термічний опір позначається R_{pad} і R_{disc} адаптовано з [26].

Розподіл тепла між двома тілами вираховується з рівнянь:

$$q_{disc} = \frac{(T_{pad} - T_{disc})}{R_{pad} + R_{disc}} + \frac{R_{pad}}{R_{pad} + R_{disc}} q_{brake}, \quad (2.11)$$

$$q_{pad} = \frac{(T_{disc} - T_{pad})}{R_{pad} + R_{disc}} + \frac{R_{disc}}{R_{pad} + R_{disc}} q_{brake}, \quad (2.12)$$

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Наведена вище модель може бути застосована як з постійним термічним опором для даної пари тертя, так і у випадку, коли термічний опір вважається обернено пропорційним контактному тиску, $r_i = R_i / p$, R_i [°C/WN] є еталонним параметром.

2.3 Механізм теплообміну, втома і розтріскування гальмівних дисків.

Втома матеріалів пов'язана з послідовним руйнуванням матеріалу внаслідок циклічного навантаження, яке ставить під загрозу призначену функцію компонента. Втома металів зазвичай поділяється на втому на основі стресу, часто пов'язану з високоцикловою втомою (HCF), і втому на основі деформації, пов'язану з малоцикловою втомою (LCF) [22]. В основному пружна реакція матеріалу розглядається для HCF. Для LCF це зазвичай пластифікація матеріалу та відповідні деформації, які обмежують довговічність від втоми. HCF часто приписують кількості циклів, вищих за вказаних 10 000, тоді як LCF знаходиться в діапазоні від десяти циклів до 10 000. Ці дві категорії втоми в загальному випадку збігаються, і були розроблені емпіричні моделі для врахування впливу ефектів напружень та деформації.

Широко використовуваною моделлю ресурсу втоми для врахування як низькоциклової, так і багатоциклової втоми є рівняння Кофіна-Менсона-Баскіна [22], показано на рисунку 2.3 (ліворуч) і виражене як:

$$\varepsilon_a = \frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (1.1)$$

де ε_a – амплітуда деформації, $\Delta\varepsilon$ – загальний діапазон деформації, σ_f' – коефіцієнт втомної міцності, визначений як перетинання напружень при $2N_f$

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

$= 1$, що приблизно дорівнює граничній напрузі σ_f , ε'_f – коефіцієнт втомної пластичності визначається перетином деформації при $2N_f = 1$, який часто близький до деформації руйнування ε_f для багатьох металів, b є показником міцності втоми, який коливається від $-0,05$ до $-0,12$ для більшості металів [22], c є показником пластичності, який зазвичай змінюється між $-0,5$ і $-0,7$, N_f – кількість циклів до відмови. Пропоновані циклічні та втомні властивості $\varepsilon'_f = 0,864$ і $c = -0,771$ для чавуну [22].

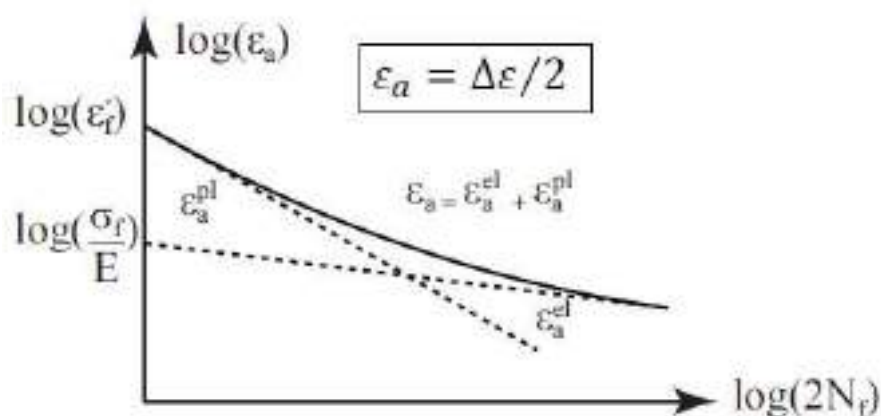


Рисунок 2.3 – Криві малоциклової та багатоциклової втоми.

Явище втоми також можна оцінити за допомогою рівняння Смітта - Уотсона і Топпера (SWT), яке в його загальному вигляді [22] стверджує, що

$$\sigma_{\max} \frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c}, \quad (1.2)$$

де σ_{\max} – основне максимальне напруження на розтяг, а $\Delta\varepsilon/2$ – амплітуда основної механічної (пружної + пластичної) деформації.

Співвідношення SWT без першого високоциклового члена втоми може бути спрощено при вивченні втоми чавунних виробів.

Гальмівні диски піддаються термічним навантаженням і температурам, які викликають різні напруження та деформації, що залежать від локального

									Арк.
									42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ				

утримання матеріалу, і це контролюється геометрією диска та механічними граничними умовами диска. У результаті виникає так зване протифазне термомеханічне навантаження, коли підвищення температури поєднується з одночасним стисненням матеріалу. Такі проблеми вивчаються в рамках підгрупи термомеханічної втом (SWT). «Термомеханічний» термін використовувався для ситуацій як із зовнішнім механічним навантаженням, так і без нього.

Калібрування та точність прогнозування низькоциклової втоми чавунних матеріалів із використанням як традиційних методів, так і методу, заснованого на енергії, досліджено в роботі [27]. Для сірого чавуну з температурами до 450 °С зроблено висновок, що модель Кофіна (на основі пластичної деформації) є найбільш прийнятною, дещо перевершує моделі, засновані на пластичній енергії, повній енергії, SWT і загальній деформації.

Втома чавуну також може бути змодельована за допомогою моделей, заснованих на механізмах, наведених в роботі [28]. Ці моделі базуються на припущенні, що втомне пошкодження матеріалу контролюється явищами розвитку тріщин у мікромасштабі, і що моделі, розроблені для вивчення глобального зростання тріщин можна використовувати для прогнозування розвитку пошкоджень. Для термомеханічного моделювання було виявлено, що модель Мецгера та Зайферта дає хороші прогнози довговічності при втомі [27, 28]. Модель має перевагу в тому, що вимагає підгонки лише кількох параметрів втоми, решта визначається на основі фактичного співвідношення напруження-деформація.

Основним параметром ресурсу є циклічне зміщення відкриття вершини тріщини, яке встановлюється за допомогою розрахованих варіацій напружень і деформацій, що вимагає використання добре відкаліброваної моделі матеріалу.

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Термомеханічні навантаження, що виникають при гальмуванні, можуть призводити до різних видів поломки диска шляхом розтріскування та зношування, що впливає на ресурс гальмівного диска.

Тріщини розвиваються в різноспрямованих або односпрямованих напрямках, рисунок 2.4, а знос спричинений фрикційним контактом між колодкою та диском. Високий рівень зносу диска фактично усуває тріщини на поверхні диска. Тут можна, принаймні теоретично, говорити про «чарівну швидкість зносу», яка ледь усуває тріщини, що починають рости на поверхні диска [27]. Гальмівні диски, які мають суттєві тріщини або зношені, потребуватимуть заміни компонентів.

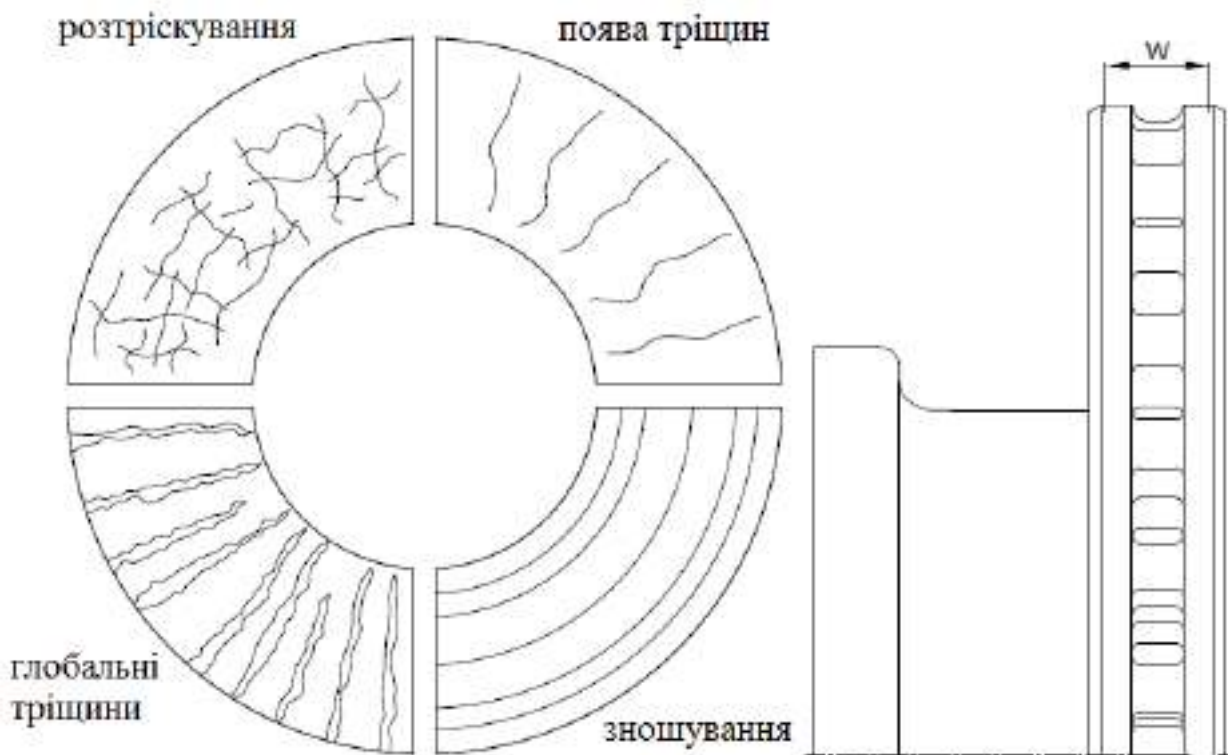


Рисунок 2.4 – Види дефектів, що виникають на тертьових поверхнях гальмівних дисків (ліворуч) і допустимий знос (праворуч).

Термічна локалізація та відповідні високі температури збільшують ризик розтріскування через збільшення накопичення пошкоджень. У дослідженні

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

сталевих гальмівних дисків пошкодження від втоми пов'язане з початком суттєвого зниження міцності та жорсткості матеріалу при 400 °С. Розміри областей з температурою, вищою за цю температуру, порівняно із загальною площею, у поєднанні зі швидкістю нагрівання, не можуть бути пов'язані з втомним пошкодженням диска.

Вваріації температур та деформацій мають бути правильно обрані для представлення досліджуваної проблеми. Ступінь матеріальних обмежень для ситуації, що не відповідає фазі ТМФ, як і для гальмівних дисків, визначається співвідношенням між результуючими механічними деформаціями та введеними термічними деформаціями.

Приклад експерименту з повним обмеженням наведено на рисунку 2.5. Односпрямований температурний градієнт моделюється як частина експерименту з термомеханічної втоми, спрямованого на відтворення градієнта температури в гальмівному диску по площі тертя. Тут циклічне температурне навантаження застосовується до повністю обмеженого зразка форми пісочного годинника.

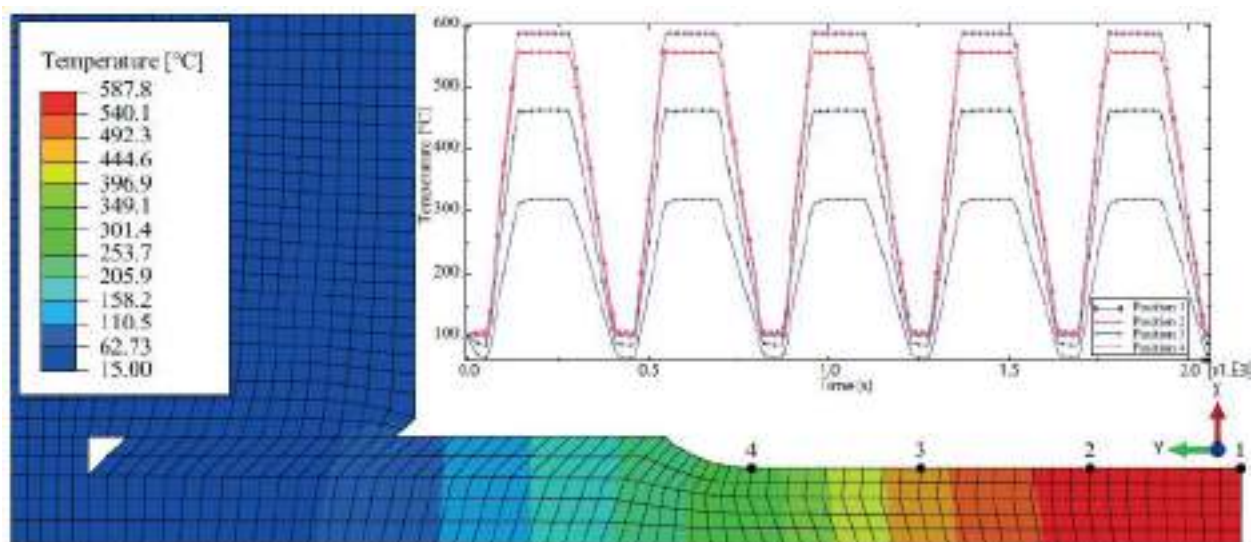


Рисунок 2.5 – Моделювання термомеханічної втоми, спрямоване на відтворення градієнта температури на поверхні тертя гальмівного диска при гальмуванні та охолодженні.

Обмежене тепло при підвищеній температурі викликає механічне деформування матеріалу. Контрольована температура змінюється від 110 °С до 600 °С у центрі специфікації і утримується на максимальному рівні протягом 150 с перед контрольованим охолодженням до 110 °С за 180 с. Підвищення температури здійснюється за 80 с.

Наведено огляд процесу гальмування автомобілей та явищ, пов'язаних із ефективністю гальмування і терміном служби диска. Представлені різні типи гальмівних дисків, і деякі приклади вентильованих гальмівних дисків показані на рисунку 1.9. Можна відзначити, що суцільні диски використовуються для деяких конкретних застосувань, наприклад автомобілі з низькою вантажпідйомністю (на задній осі) і, хоча з інших причин, також на французькому високошвидкісному трамваї (TGV). Для малопродуктивних автомобілів суцільні гальмівні диски є альтернативою з низькою вартістю та малою місткістю, тоді як для поїздів TGV існує велика відстань/час між зупинками на станціях, що дозволяє диску повністю охолоджуватися між станціями незалежно від пристроїв охолодження.

Розглянуто вплив кріплення дискової частини, яка може бути з впадиною (інтегрований «дзвоник») або плаваючого типу, і пов'язана з її важливістю для розтріскування дисків. Диски плаваючого типу допускають радіальне та осьове теплове розширення, що зменшує напруження, розтріскування та деформацію порівняно з дисками капелюшного (з впадинами) типу, де диск кріпиться до втулки через капелюшок. Проте капелюшний тип гальмівних дисків має деякі переваги, наприклад, легкість лиття, низька вартість і єдиний корпус (відсутність внутрішньої вібрації на межі розтруб-диск). Гальмівний диск капелюшного типу (відлитий з одного шматка) схильний до конусування, і його обмежене теплове розширення впливає на умови контакту під час гальмування, як показано на рисунку 2.6

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

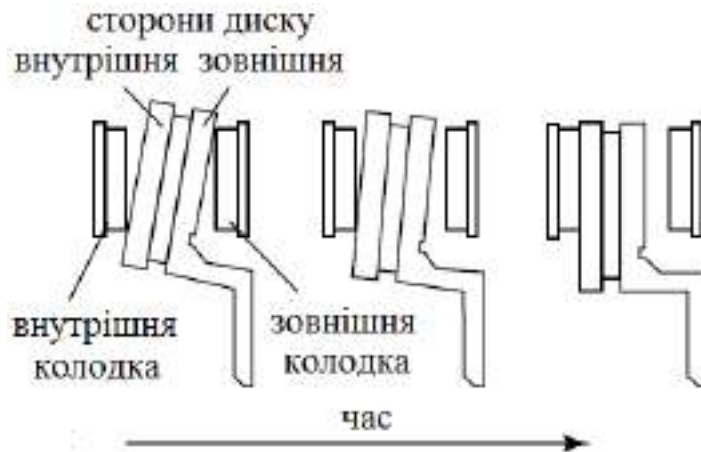


Рисунок 2.6 – Схематична зміна умов контакту між деформованим гальмівним диском і колодками після одного натискання гальма.

З лівої сторони на рисунку показано поведінку диска під час гальмування, а на середньому показано конфігурацію, коли диск охолоджується. Область диска поблизу внутрішнього радіуса все ще міцно контактує з колодкою, доки диск не відновить свою «нормальну» геометрію після охолодження до температури навколишнього середовища (права сторона рисунку).

Вентильовані гальмівні диски, представлені на рисунку 1.9, можуть мати декілька типів геометричних елементів охолоджуючої лопаті, а деякі приклади наведено на рисунку 2.7. Існує багато варіацій форм лопаток і форм стовпів [10]. Тангенціальні та вигнуті лопатеві диски встановлюються таким чином, щоб активно закачувати повітря для охолодження. Цю конструкцію також називають спрямованими лопатками.

Також можна знайти диски з пазами або отворами, але такі конфігурації тут не показані.

Механізми утворення тепла та теплопередачі в дисковій гальмівній системі зображено на рисунку 2.8. Під час гальмування основним механізмом теплопередачі спочатку є проведення тепла через сам гальмівний диск і колодки.

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

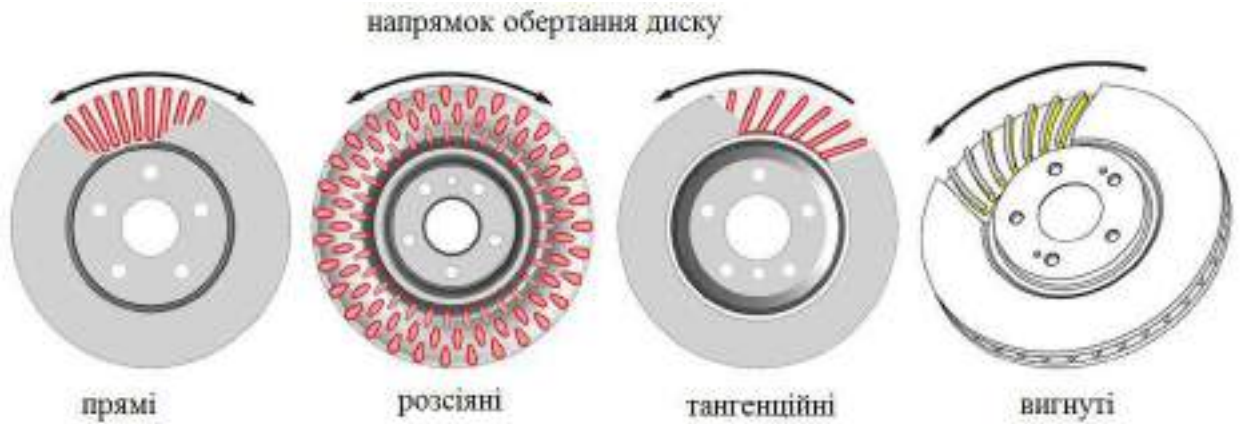


Рисунок 2.7 – Приклади типів лопаток, доступних на ринку [10]

Поступово, з довгими періодами гальмування, температура в диску підвищується, тепло передається до навколишніх структур і охолоджується випромінюванням, а також конвекцією повітря, що протікає через лопатки [10].

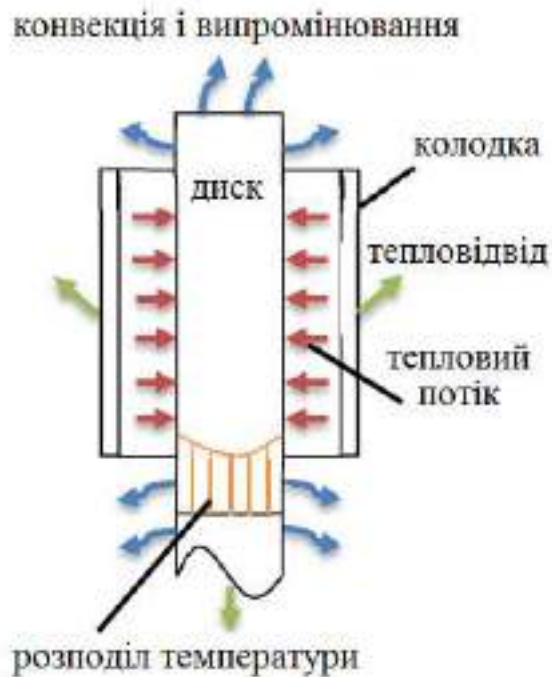


Рисунок 2.8 – Механізм теплообміну дискової гальмівної системи.

Представлено опис різних сплавів сірого чавуну та наведено причини того, чому сірий чавун все ще використовується в наш час, підкреслюючи вигідне співвідношення продуктивності та вартості цього матеріалу. Зазначено роль основних хімічних елементів і мікроструктура сплавів сірого чавуну, представлені теплофізичні властивості. Проілюстровано вплив температури на теплові властивості сірого чавуну. Процес виробництва не досліджувався. Розглянуто механізми руйнування та зростання тріщин для сірого чавуну та деякі відповідні явища для цього матеріалу, такі як повзучість і термічні удари.

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ВТОМИ ГАЛЬМІВНОГО ДИСКА АВТОМОБІЛЯ

У цьому дослідженні аналіз втоми гальмівного диска транспортного засобу був змодельований за допомогою програми кінцевих елементів, і розрахунки терміну служби були зроблені відповідно до аналізу. Основна мета полягає в моделюванні експериментальних тестів, які потребують багато часу, в комп'ютерному середовищі та отриманні результатів за короткий час і з дуже низькою ціною. За допомогою комп'ютерної програми ANSYS, що працює за логікою кінцевих елементів, була створена дискова гальмівна система в трьох вимірах, а найбільш наближені до реальності граничні умови були визначені та проаналізовані методом кінцевих елементів. У вибраній дисковій гальмівній системі були досліджені дані, отримані шляхом проведення аналізу напружень, довговічності та коефіцієнта міцності відповідно до сил, що утворюються на колесі та транспортному засобі під час гальмування. Згідно з результатами аналізу, наш гальмівний диск має різні терміни служби відповідно до використовуваного матеріалу та прикладеного навантаження, а коли сила збільшується, ресурс зменшується, і навпаки.

3.1 Матеріальне моделювання.

Розробка моделі, здатної імітувати реакцію матеріалу, наявність несиметричної межі текучості при розтягуванні та стисненні для різних рівнів температур і багаторазового навантаження є проблемою. Основний принцип реакції матеріалу при навантаженні, утриманні та розвантаженні проілюстровано на рисунку 3.1. Зміцнення описується трьома типами: ізотропне, кінематичне або змішане.

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 3.1 – Основний принцип реакції матеріалу при навантаженні, утриманні та розвантаженні

Ізотропне зміцнення розглядається, коли поверхня текучості розширюється симетрично в усіх напрямках і пропорційно коефіцієнту пластичності, рис. 3.2. Кінематичне зміцнення передбачає постійну поверхню текучості, яка може змінюватися в напрямку навантаження, рисунок 3.3. Також можна припустити змішане ізотропне та кінематичне зміцнення, рисунок 3.4. Ефекти в'язкості є результатом релаксації або повзучості і залежать як від швидкості, так і від температури.

Тріщиноутворення виникає в місцях, де матеріал накопичує деформацію під час кожного циклу. Затвердіння матеріалу може призвести до пружного руйнування (цикли без пластифікації) або пластичного руйнування (стаціонарні пластичні цикли).

Мікроструктура сірого чавуну має пластинчастий тип із пластівцями, які розглядаються як порожнечі сферичного типу, тобто конкреції, у моделях матеріалу, і модель життя може бути використана в цій концепції. Пластичне пошкодження, описане зростанням циліндричних або ізольованих пустот, що входять до складу твердої ідеально пластичної матриці. Однак перша ідея щодо передчасного руйнування металів через процес внутрішнього звуження була введена ще в 1855 р., мікромехамічна модель Томасона, так звана модель граничного пластичного навантаження, вивчала коалесценцію

										Арк.
										51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ					

порожнечі шляхом введення граничного пластичного навантаження, що покращує прогноз пластичного руйнування.

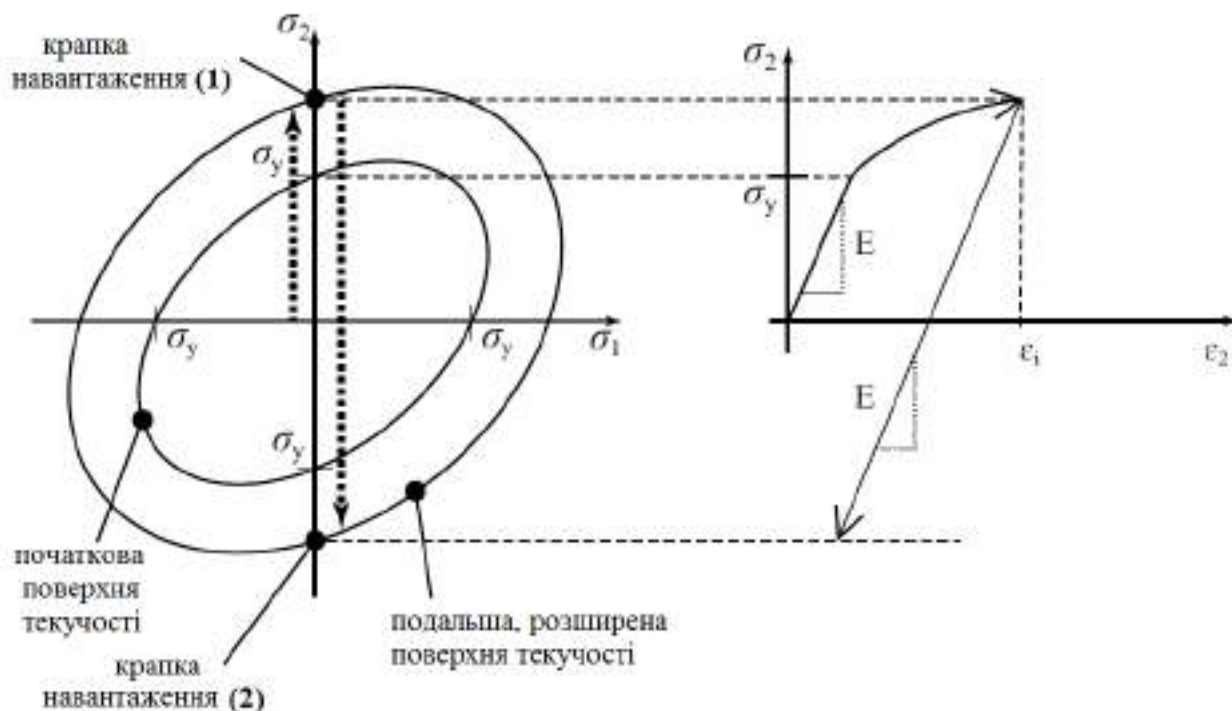


Рисунок 3.2 – Зворотне навантаження з ізотропним зміцненням, що показує поверхню текучості та результуючу криву напруження-деформації.

Слід зазначити, що концепція зростання порожнеч Герсона може бути використана разом із концепцією коалесценції Томасона для того, щоб дати обґрунтовані прогнози пластичності [29]. Концепція порожнеч, введена Герсоном для ідеально пружно-пластичного матеріалу матриці для врахування температурно-залежних матеріалів із ізотропним і кінематичним зміцненням і новим формулюванням функції текучості [29]. Модель успішно застосовувалася для тодішніх номеханічних навантажень до 450 °С для ущільненого графітового чавуну (CGI), який має сферичні конкреції замість графітових лусочок.

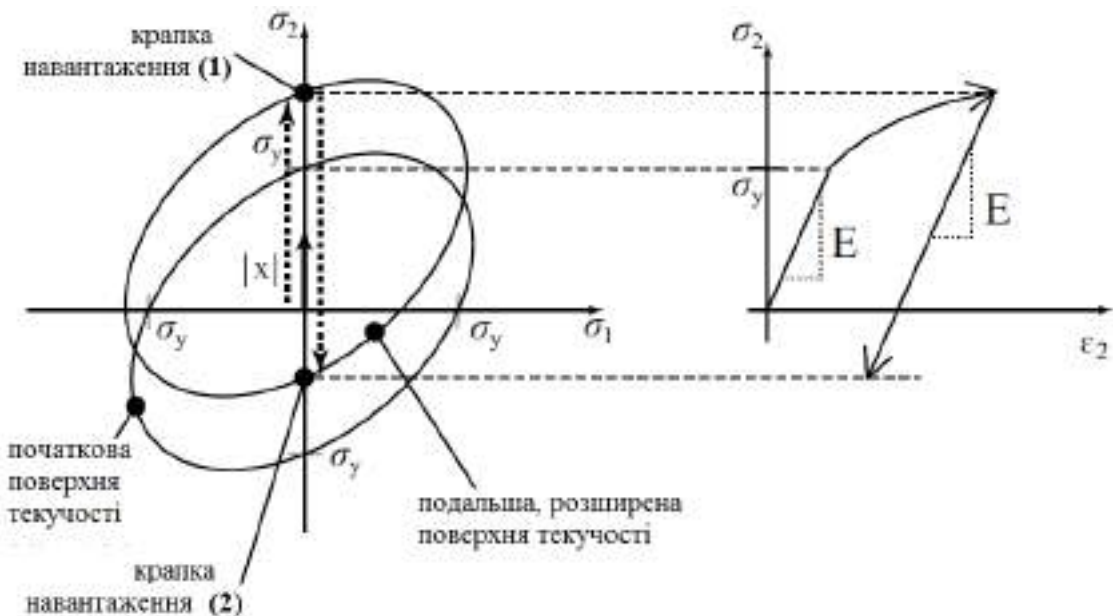


Рисунок 3.3 – Кінематичне зміцнення, що показує трансляцію поверхні текучості з пластичною деформацією та результуючу криву напруження-деформації зі зміщеною межею текучості при стисненні (ефект Баушингера).

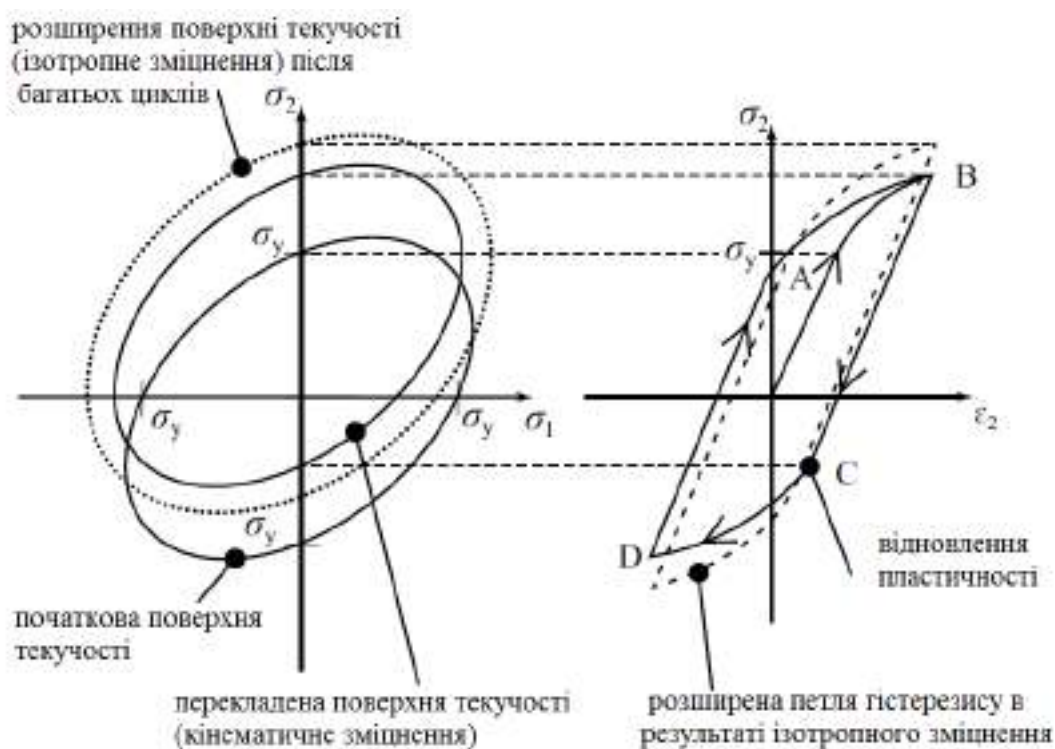


Рисунок 3.4 – Комбіноване кінематичне та ізотропне зміцнення [29].

3.2 Матеріали і методика моделювання вузла диск – колодка гальмівної системи автомобіля.

Наше моделювання було зосереджено на дисковій гальмівній системі. Дискові гальма забезпечують тертя за допомогою гальмівних колодок, встановлених на супортах, закріплених на елементах підвіски, стискаючи диски, як затискач або лещата. Усередині супортів поршні забезпечують тиск на гальмівні накладки з силою, яку вони сприймають від центрального циліндра, і сповільнюють автомобіль, тершись об гальмівний диск у гальмівних накладках. Оскільки дискові гальма поглинають воду легше, ніж барабанні, вони краще працюють у вологих умовах. Канали на дискових гальмах відводять воду, легше охолоджуються і більш стійкі до високих температур. Однак це не означає, що на них не впливає вода. Якщо гальмувати під час швидкого входу в калюжу, спостерігають, що гальма не працюють протягом перших кількох секунд. При натисканні на педаль гальма центральний насос подає гальмівну рідину до поршнів по трубах і шлангах. Тому гальмівні колодки з обох сторін одночасно тиснуть на диск з однаковою силою. Сила, що діє на педаль гальма, є мірою сили натискання на гальмівну накладку і, таким чином, величини гальмування. Після відпускання гальма пружина педалі гальма і центральний поршень насоса повертаються у вихідне положення. У той же час тиск у гальмі, трубах, шлангах і колісних циліндрах зменшується, а сили тиску на гальмівні колодки зникають, відтягуючись назад силами тертя на тертьових поверхнях.

Моделювання внутрішнього дизайну компонентів дискової гальмівної системи є дуже важливим. Хоча модель є складною, вона має бути простою та легкою для розуміння з точки зору техніки. Залежно від дизайну моделі можна виконати структурні фактори та аналіз симуляції, а паралельно з цим можна проаналізувати статичні, динамічні та інші ефекти [30]. Моделювання

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

проводилося в розмірах гальмівного диска, схема виготовлення якого наведена на рисунку 3.5.



ДІА: діаметр диска	300 мм
Н: висота диска	48,5 мм
ТН: товщина диска	25 мм
С: кількість шпильок	5 шт
Діаметр центрування	63.6 мм
Місце встановлення	Передня вісь

Рисунок 3.5 – Диск гальмівний ADF124304 (FORD, VOLVO).

Однією зі зручностей програми Ansys Workbench є те, що вона надає властивості матеріалів, які часто використовуються в промисловості (модуль Poison, Young тощо). Якщо потрібно використовувати ці матеріали, потрібний матеріал можна вибрати у вікні, яке буде відкрито за допомогою кнопки імпорту. Якщо властивості матеріалу деталі, яку ми будемо аналізувати, недоступні в базі даних Ansys Workbench, тоді нам потрібно ввести їх самостійно. З цієї причини нам потрібно ввести властивості матеріалу на вкладці «Новий матеріал» у розділі «Деталі». У цьому дослідженні механічні властивості матеріалу сірого чавуну, який використовується в багатьох місцях, таких як виливки двигунів, були перевизначені з урахуванням графіка втоми (S-N).

З дослідження модуля Юнга та коефіцієнта Пуассона [31] і для значень S-N діаграми [32] було використано дослідження. Аналіз динамічної втоми виконується в програмному забезпеченні Ansys шляхом застосування навантаження в бажаному діапазоні з визначеними значеннями графіка втоми. Середні значення навантаження визначають максимальне і мінімальне значення сил, що діють на колесо під час гальмування. Ці сили виникають між гальмівною накладкою та диском гальмівного механізму колеса.

									Арк.
									55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ				

Сірий чавун, який використовується в багатьох місцях, таких як виливки двигунів, накладки зчеплення транспортних засобів і блоки циліндрів двигуна, також використовується як матеріал для гальмівних дисків. У цьому дослідженні використовувався перлітний сірий чавун (G4000) із наступними механічними властивостями: межа текучості 552 МПа, модуль пружності 120 ГПа та коефіцієнт Пуассона 0,3 [31].

На рисунку 3.6 показано експериментальну діаграму втоми S-N необробленого чавунного матеріалу на кривій, показаній синім кольором під час обстеження, проведеного 1,2 [32]. де (ADI) - це аустемперований ковкий чавун. У нашому дослідженні порівняння будуть проводитися на основі цієї кривої.

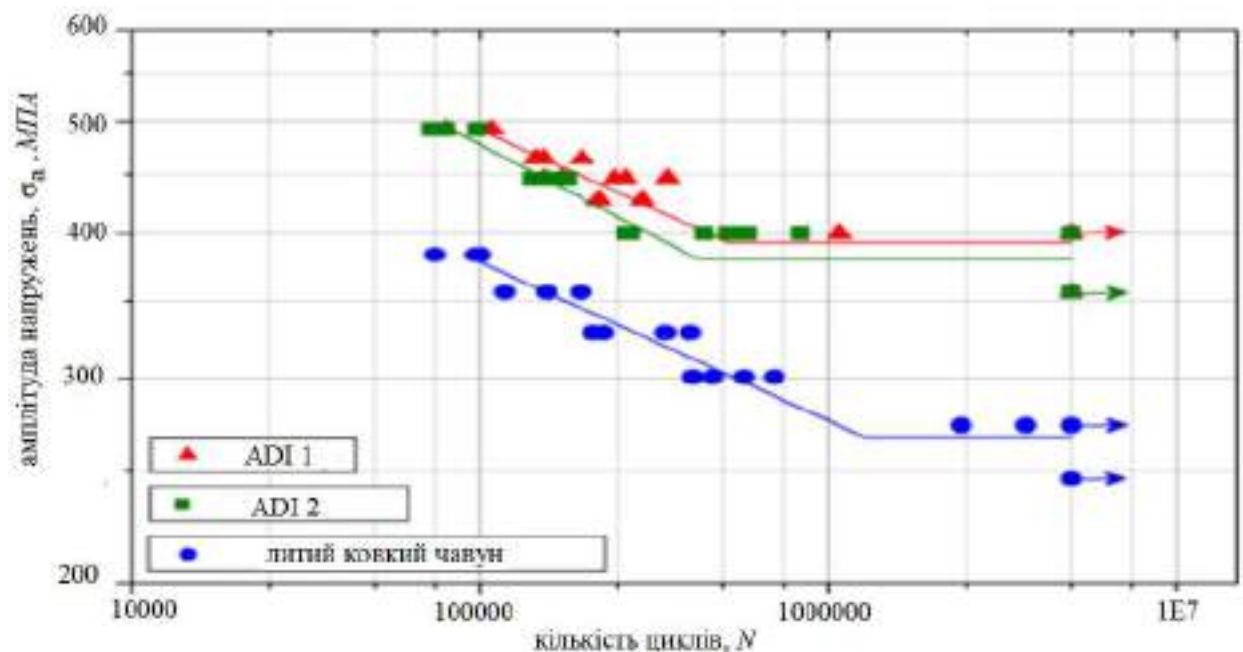


Рисунок 3.6 – Порівняння кривих S-N результатів випробувань на втому при обертовому вигині між литим ковким чавуном (вгорі), ADI (1), ADI (2)

3.2.1. Моделюючий підхід.

Модель являє собою спрощену симуляцію, яка є найбільш наближеною до реальності відповідно до мети. Дискова гальмівна система складається з нерухомого супорта і розміщених на цьому супорті гальмівних колодок, гальмівного гідроциліндра і поршнів з колодками. Основними частинами дискового гальмівного механізму є гальмівний диск, супорт, гальмівний гідроциліндр і поршень. Дискова гальмівна система, принцип роботи якої детально описано в розділ вище, базується на принципі Паскаля. Механічне зусилля, створюване педаллю гальма, перетворюється на гідравлічний тиск у головному центрі гальма, і цей гідравлічний тиск перетворюється назад у механічне зусилля в супорті. Енергія руху транспортного засобу перетворюється на теплову енергію завдяки тертю колодок об диск. Дискова гальмівна система поділяється на два класи: вентильовані та невентильовані дискові гальмівні системи. Це дослідження було зосереджено на невентильованій дисковій гальмівній системі. Моделювання деталей і внутрішнього дизайну дискового гальма є важливим. Створена модель має бути простою, легкою та зрозумілою з інженерної точки зору. Зберігаючи комплексну цілісність, слід також враховувати відповідність моделі. На рисунку 3.7 представлено монтажне зображення 3D моделі гальмівної системи автомобіля.

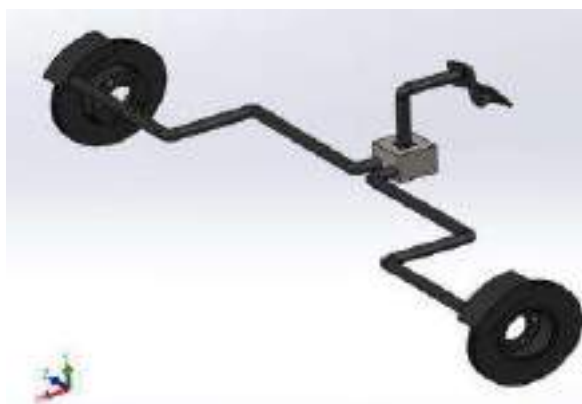


Рисунок 3.7 – Тривимірне монтажне фото дисково-гальмівної системи

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Після того, як дискова гальмівна система, тривимірна модель якої була завершена в програмному забезпеченні Solidwork, була збережена як розширення файлу кроку, її було передано в програмне забезпечення кінцевих елементів Ansys Workbench. Призначення матеріалу було зроблено відповідно до механічних властивостей сірого чавуну, а криву S-N [32] було введено в програму. Основні статичні структури, такі як еквівалентні напруження Мізеса під час гальмування, загальна деформація та втомний ресурс, будуть проаналізовані в гальмівному диску з визначеними механічними властивостями.

3.2.2. Аналіз втоми дискового гальма.

Перлітний (G4000) сірий чавун був призначений для дискових гальм і елементів гальмівної системи, розділених на кінцеві елементи за оптимальними розмірами.

У статичному аналізі для виконання аналізу напруги за Мізесом і втомного пошкодження після призначення навантаження рішення було запущено шляхом призначення ресурсу, пошкодження та параметрів коефіцієнта безпеки на вкладці Інструмент «Втома» для розрахунку втомного ресурсу. Оскільки сірий чавун є крихким матеріалом, під час аналізу втоми враховували криву Гудмана з амплітудним навантаженням (рис. 3.8).

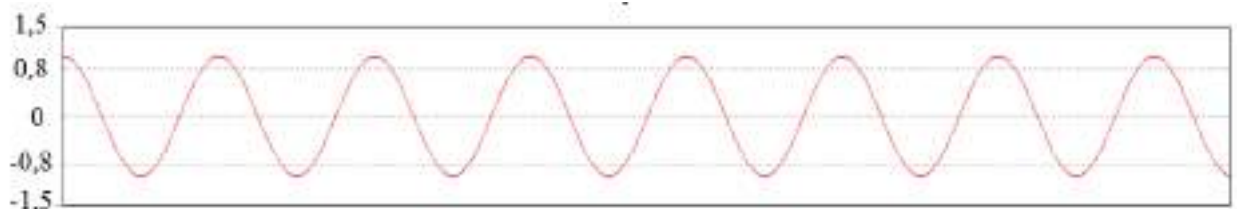


Рисунок 3.8 – Контактне амплітудне навантаження.

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

У підході Гудмена-Содерберга значення міцності та середні значення напружень, отримані з межі статичної міцності на горизонтальній осі, визначається. По вертикальній осі визначено амплітуду напружень і граничне значення міцності, отримане від повністю змінного напруження.

3.3 Аналіз результатів моделювання.

3.3.1. Загальна деформація та аналіз напружень за Мізесом.

Гальмівний супорт, який стискається за допомогою фіксованого опорного процесу, застосовує корисне навантаження 33,1 кН (постійне навантаження) у від'ємному напрямку осі Z в межах граничних умов на диску із сірого чавуну, механічні властивості якого та криву втоми визначено. Як видно на рисунку 3.9, максимальна загальна деформація 0,67051 мм в елементі дискового гальма сталася в контактних точках, показаних червоним кольором.

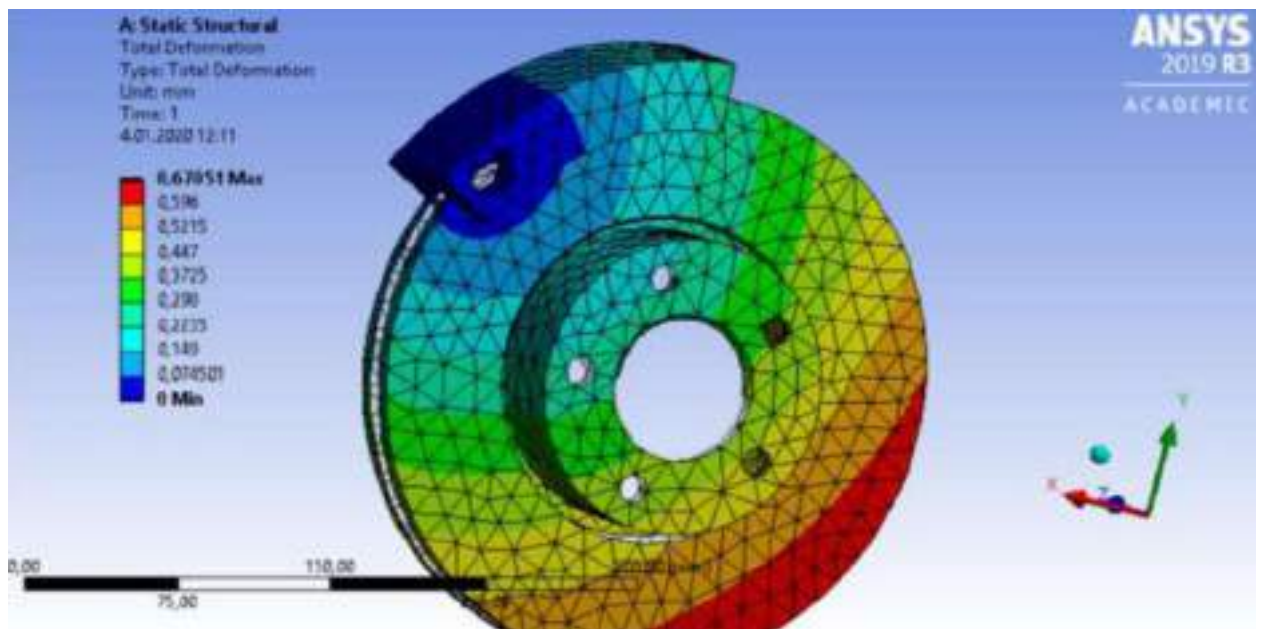


Рисунок 3.9 – Загальна деформація дискового гальма

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

Під прикладеним навантаженням максимальне еквівалентне значення напружень за Мізесом 642,68 МПа, показане на рисунку 3.10, виникає в зоні, показаній червоним кольором на поверхні контакту гальмівної колодки з дисковим гальмом. Інтенсивність напружень у різних точках впливає на несучу здатність і деформацію стійкість матеріалів. Як видно на рисунку, концентрація напружень виникає навколо критичної точки поперечного перерізу. Матеріал несе максимальне навантаження, яке він може витримати в точках з максимальною концентрацією напружень.

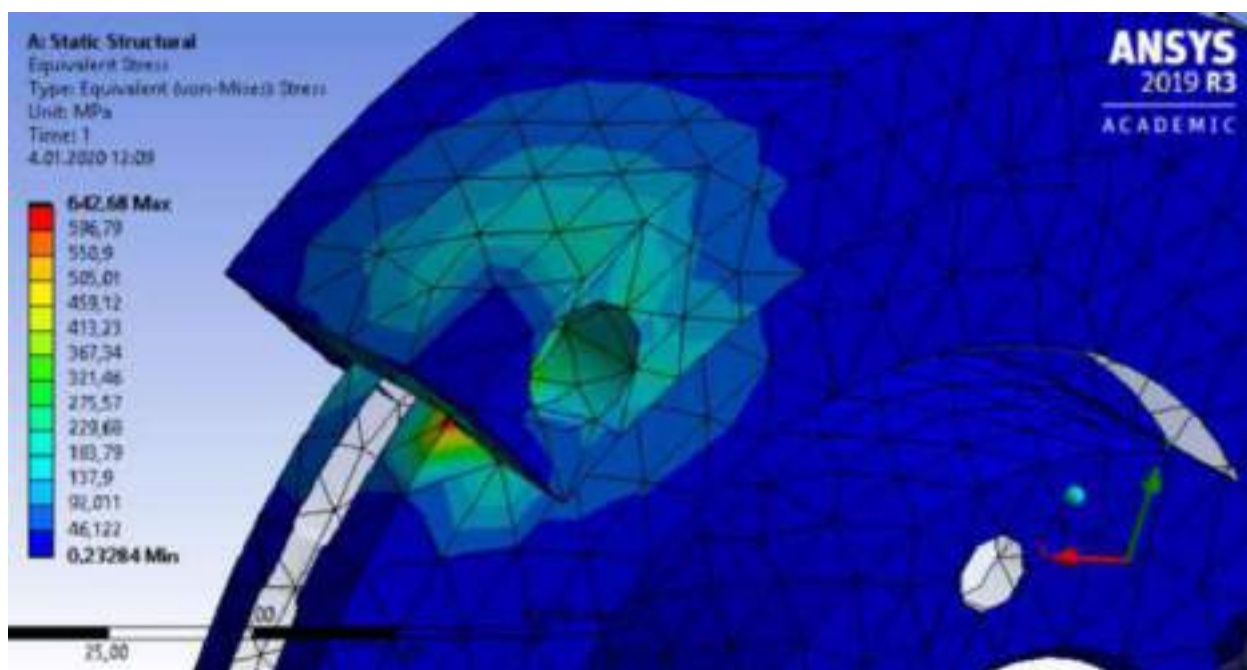


Рисунок 3.10 – Еквівалентні напруження за Мізесом в дисковому гальмі.

3.3.2. Довговічність, пошкодження, запас міцності та чутливість до втоми гальмівного диску.

Після вивчення результатів аналізу (рисунок 3.11) він переходить до нескінченного життя за $1 \cdot 10^6$ циклів. У напрямку прикладених напружень, руйнування відбувається через ушкодження від втоми при мінімальному

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

значенні 735,96. У міру зменшення напружень число циклів збільшується і досягає нескінченного терміну служби.

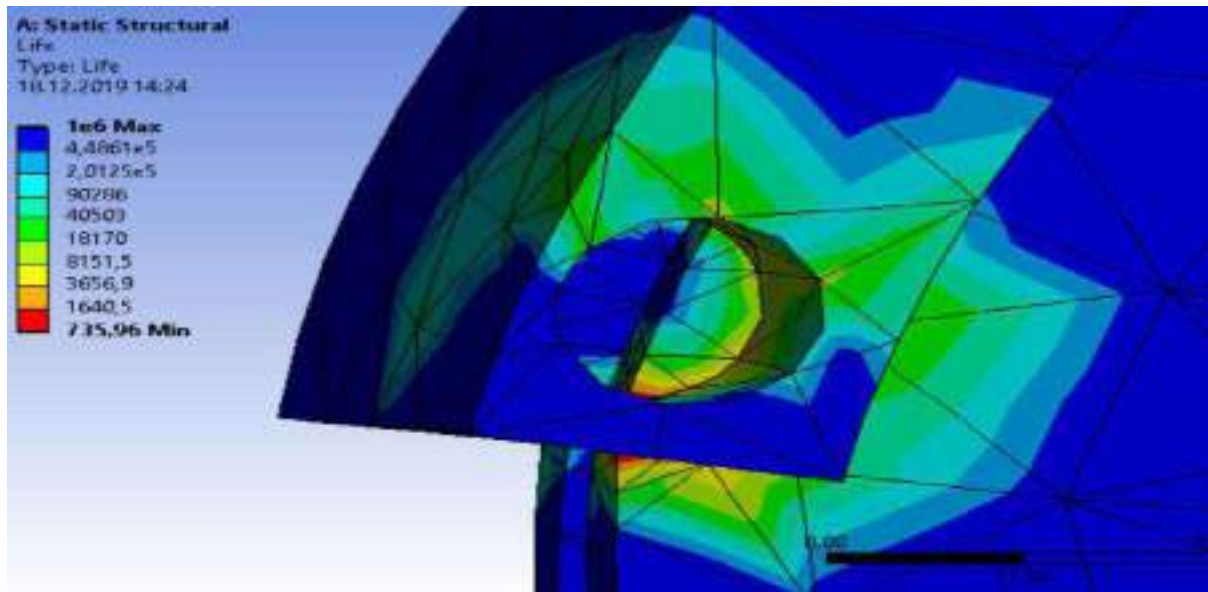


Рисунок 3.11 – Втомна довговічність елемента дискового гальма.

Пошкодження від втоми оцінюються разом із нескінченим терміном служби. Було визначено, що елемент дискового гальма досяг нескінченного терміну служби при $1 \cdot 10^6$ циклах і під напруженням 300 МПа (рис. 3.14). Пошкодження від втоми відбувається при всіх значеннях вище цього значення напружень. Як показано на рисунку 3.10, максимальне значення напружень 642,68 МПа викликає максимальне пошкодження від втоми $1,3588e6$ (рисунок 3.12).

На рисунку 3.13 видно, що за поточних умов напружень, відповідно до критеріїв Гудмена, коефіцієнт міцності становить максимум 15 і мінімум 0,4644. У зонах, де коефіцієнт міцності перевищує 1, немає руйнування, він безпечний за критерієм Гудмена, і спостерігається при значенні напруження, нижчому від значення напруження, при якому він досягає нескінченного терміну служби.

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

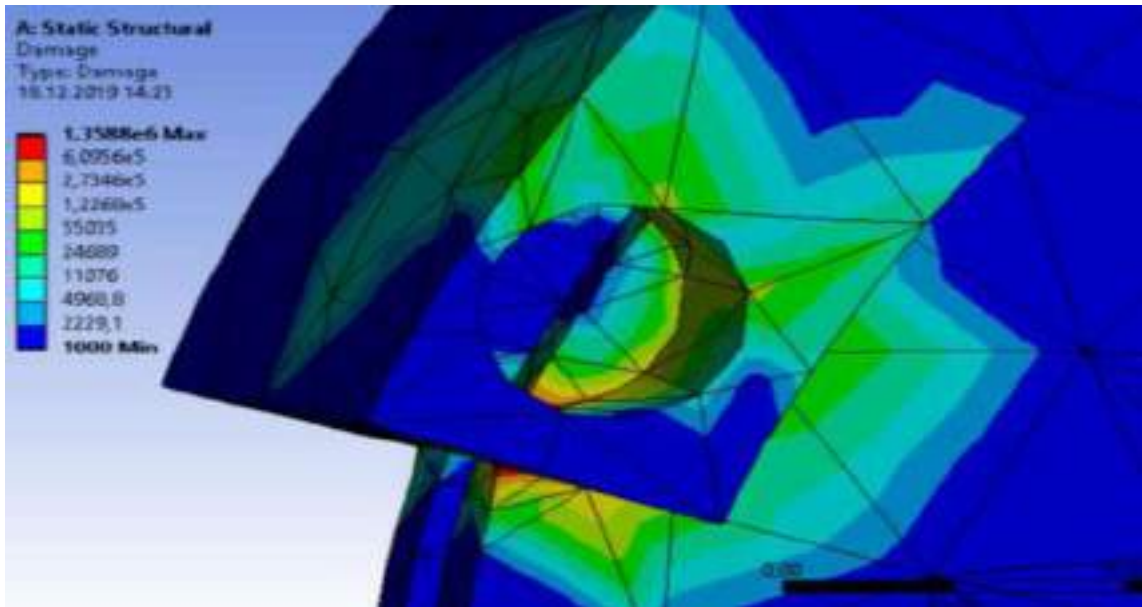


Рисунок 3.12 – Втомне пошкодження елемента дискового гальма

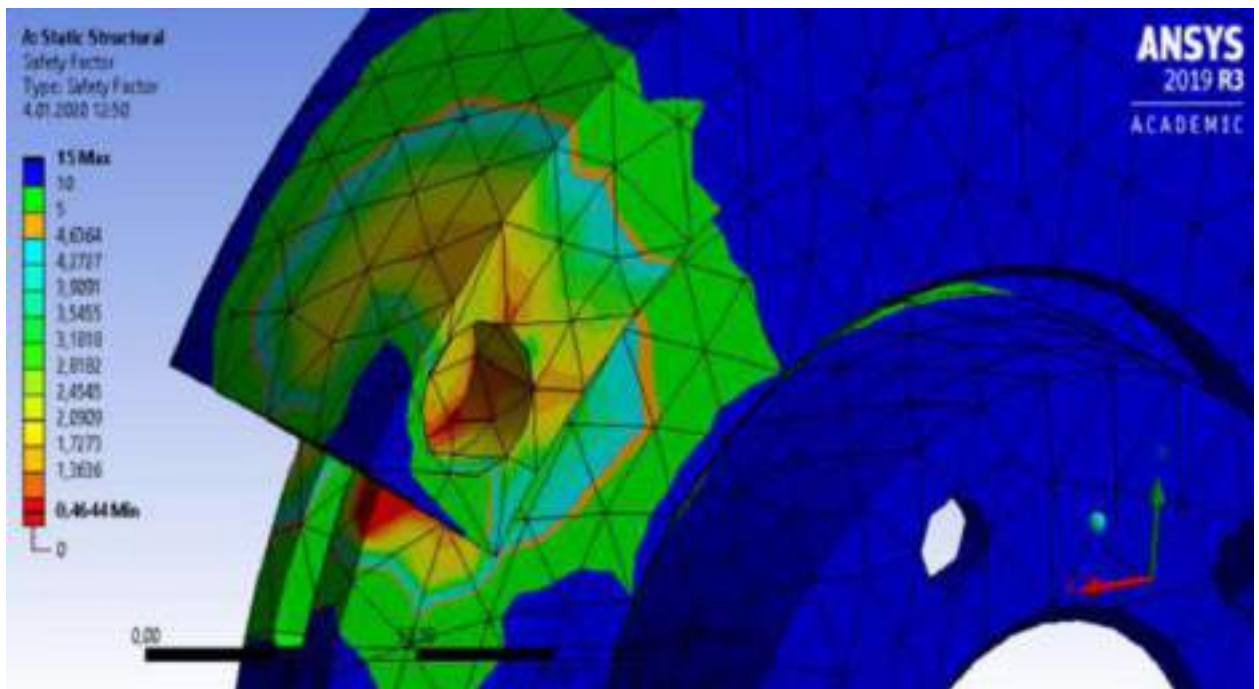


Рисунок 3.13 – Коефіцієнт міцності в елементі дискового гальма.

На рисунку 3.14 представлена діаграма втоми (S-N) елемента дискового гальма. Науковці [31, 32] отримали теоретичні результати, паралельні їхнім експериментальним дослідженням. Під час дослідження графіка було виявлено, що гальмівний диск із сірого чавуну досяг нескінченного терміну

служби при значенні напруження 300 МПа та за $1 \cdot 10^6$ циклів. У аналогічних літературних дослідженнях [32, 33], були проведені експериментальні випробування на втомну міцність коліс транспортних засобів та створено моделювання колеса у віртуальному середовищі на основі експериментального графіка втоми за допомогою інженерного програмного забезпечення ANSYS та виконано теоретичний аналіз втомної міцності.

	B	C
1	Cycles $\frac{1}{s}$	Alternating Stress (MPa)
2	10	642,68
3	100	571,3
4	1000	499,91
5	10000	428,53
6	1E+05	367,34
7	1E+05	347,15
8	1E+05	330
9	1E+06	310,68
10	1E+06	305
11	1E+07	303,12
12	1E+08	298,46
*		

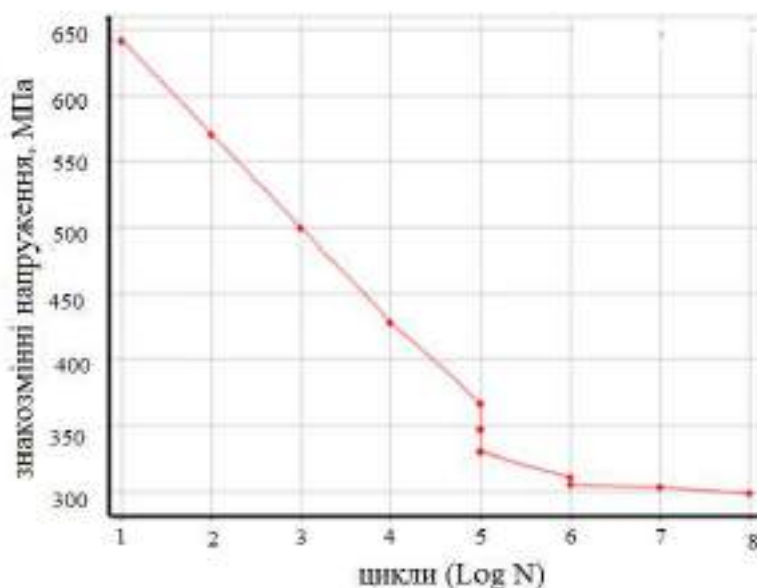


Рисунок 3.14 – Графік S-N матеріалу диска

Переглядаючи мінімальну кількість циклів на графіку втоми в дослідженні, було зроблено висновок, що було досягнуто 1 мільйон циклів і досягнуто нескінченного терміну служби. Згідно з даними, отриманими в результаті аналізу та результатів випробувань, у міру збільшення значення напружень, застосованого до матеріалу, число циклів матеріалу зменшується, і пошкодження втомою відбувається при всіх значеннях напружень, що перевищують його нескінченний термін служби. Матеріал із сірого чавуну з межею текучості 552 МПа був пошкоджений при всіх значеннях текучості вище 300 МПа.

3.3.3 Термічний аналіз гальмівного диска автомобіля.

У цьому дослідженні було проаналізовано гальмівний диск автомобіля, виготовлений з різних конструкційних матеріалів, тобто сірого чавуну, вуглецевої сталі і легованої сталі (SS).

На рисунку 3.15 показана геометрія аналізованого диску, представленого як 20-гранне тверде тіло, створене в SolidWorks. Проведено термічне обстеження гальмівного диска при послідовно заданих теплових навантаженнях. На першому етапі перевіряли вплив температури 20 °С, встановлена як початкова температура, для досліджуваного об'єкта.



Рисунок 3.15 – Геометрія аналізованого гальмівного диска

Потім було встановлено коефіцієнт конвекції 50 Вт/(м²К), а середня температура навколишнього середовища становила 293 К. Останнім кроком у плануванні дослідження було встановлення відповідних теплових навантажень, встановлене тут значення теплового навантаження становить 9000000 Вт/м². У таблиці 3.1 наведено значення коефіцієнта теплового розширення аналізованих матеріалів.

Розподіл температури на диску із сірого чавуну показано на рисунках 3.16 – 3.17. Потім було проведено термічне обстеження предмета з вуглецевої сталі (рис. 3.18 – 3.19). Нарешті, було проведено термічне обстеження легованої сталі (SS), рисунки 3.20 і 3.21.

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

Таблиця 3.1 – Значення коефіцієнта теплопровідності для аналізованих матеріалів

Матеріал	Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(мК)
сірий чавун GCI 20 (СЧ 20)	54
вуглецева сталь G-30-57 (40Л)	47
нержавіюча сталь AISI 321 (08X18H10T)	20

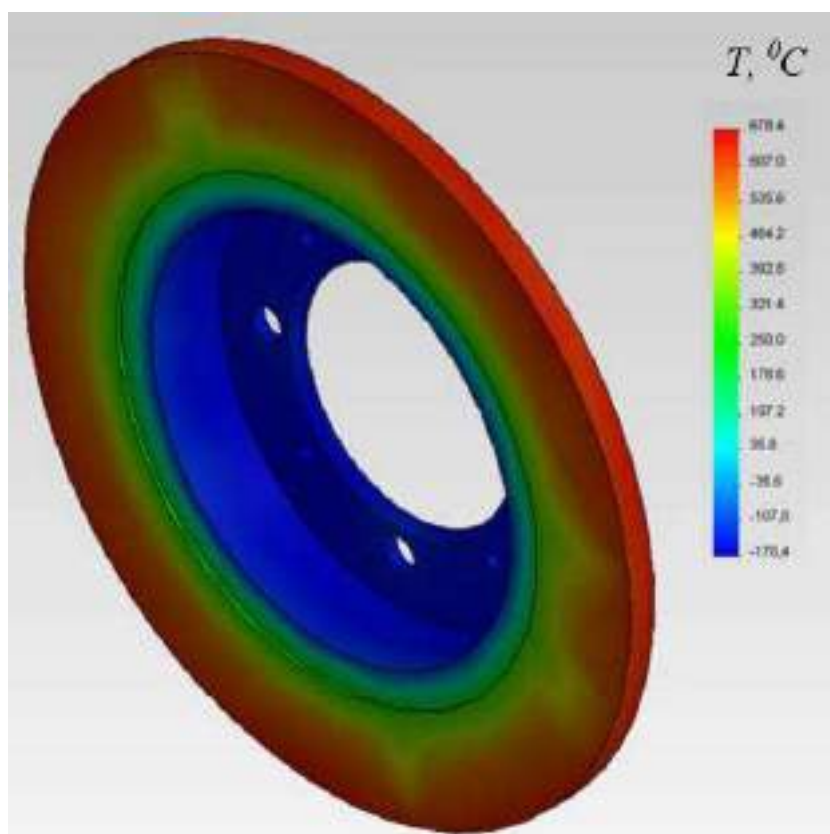


Рисунок 3.16 – Розподіл температури на диску із сірого чавуну.

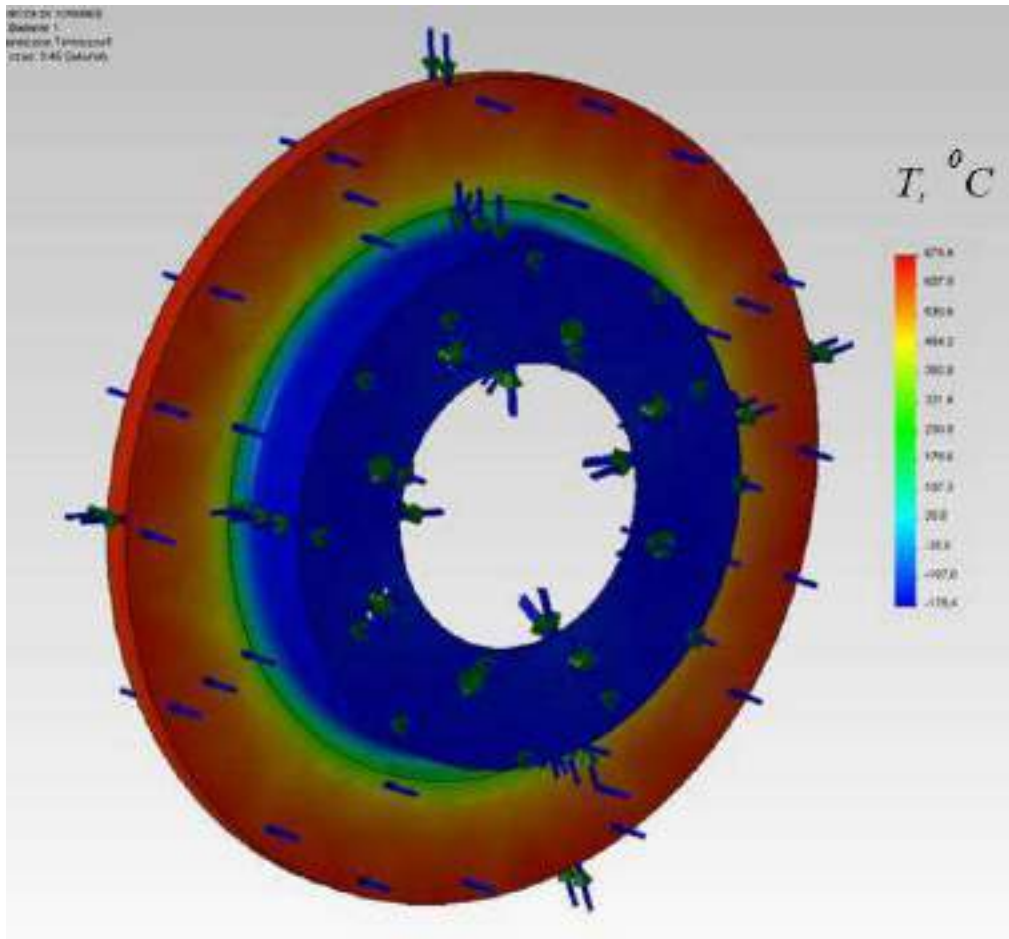


Рисунок 3.17 – Розподіл температури на диску із сірого чавуну з тепловим навантаженням.

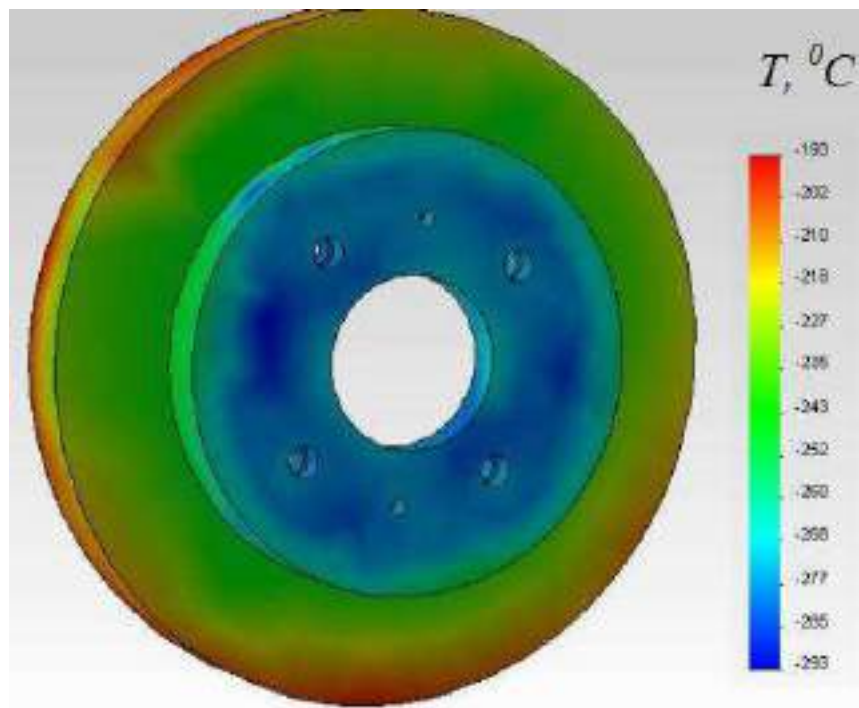


Рисунок 3.18 – Розподіл температури на диску з вуглецевої сталі.

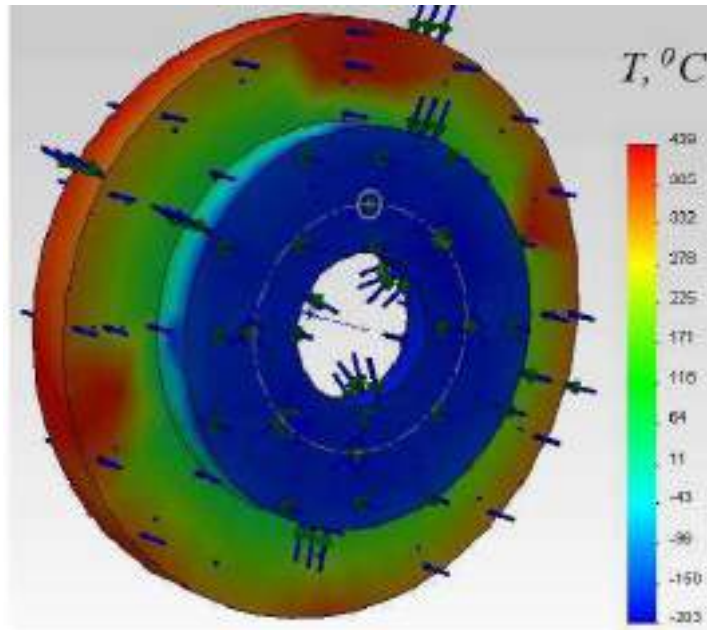


Рисунок 3.19 – Розподіл температури на диску з вуглецевої сталі з тепловим навантаженням.

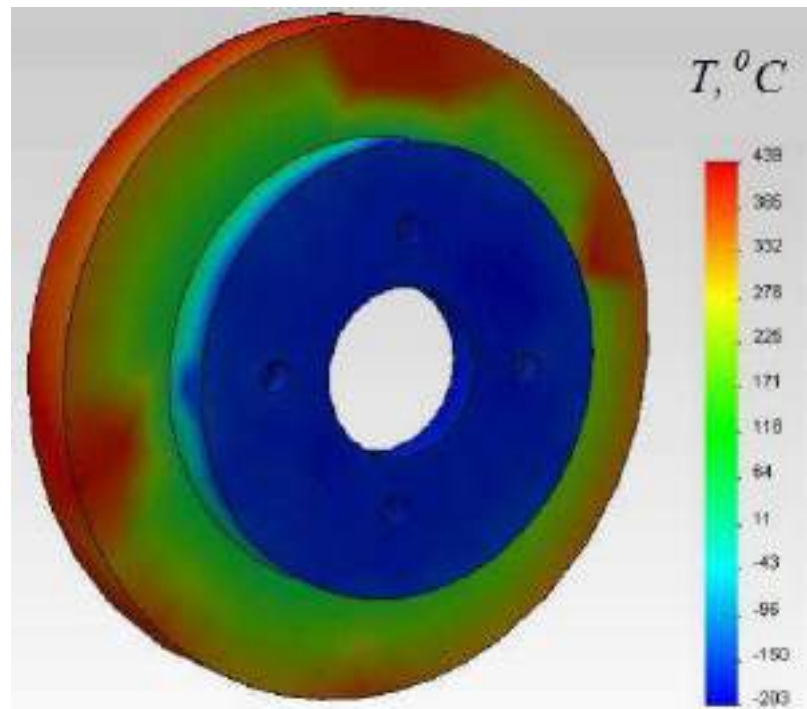


Рисунок 3.20 – Розподіл температури на диску з легованої сталі

ВИСНОВКИ

1. Виконано аналіз сучасних досліджень з оглядом технології гальмівних дисків та механізмів, пов'язаних із терміном служби гальмівних дисків.

2. Матеріали гальмівних дисків, що використовуються для важконавантажених транспортних засобів, в основному, засновані на традиційному сірому чавуні якості від GCI 15 до GCI 25, аналоги СЧ 15...СЧ 25 через його хороші характеристики та низьку вартість.

3. Невеликі кількості добавок хрому та молібдену до чавуну надають матеріалу більшої стійкості до стирання та покращать поведінку до розтріскування при нагріванні. Більш високий вміст вуглецю покращує теплопровідність, що покращує здатність керувати високими рівнями гальмівної потужності.

4. Представлено опис різних сплавів сірого чавуну та наведено причини того, чому сірий чавун все ще використовується в наш час, підкреслюючи вигідне співвідношення продуктивності та вартості цього матеріалу.

5. Розглянуто три основні явища, що впливають на термін служби гальмівного диска, це: 1) теплове навантаження матеріалу диска від фрикційного ковзання; 2) реакція матеріалу на напруження та деформації; 3) розвиток пошкоджень і тріщин.

6. За поточного стресового стану, відповідно до критеріїв Гудмена, коефіцієнт надійності було визначено як максимум 15 і мінімум 0,4644. Якщо коефіцієнт міцності не нижче 1, руйнування диску не відбувається.

7. Концентрація напружень виникає в критичних точках матеріалу. Матеріал несе максимальне навантаження, яке він може витримати в точках з максимальною концентрацією напружень. Було встановлено, що в зонах, де

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

коефіцієнт міцності був нижчим за 1, критичні точки були порушені через вплив втомних пошкоджень.

8. Можна зменшити прикладену силу або змінити розміри диску, щоб збільшити коефіцієнт міцності матеріалу, який є безпечним для кривої Гудмена.

9. Отримані результати аналізу показали, що гальмівний диск із сірого чавуну GCI 25 досяг нескінченного терміну служби за $1 \cdot 10^6$ циклів під тиском 300 МПа.

10. Виконані термічні аналізи чітко показують, що найвищі температури виникають на околицях диску у місці контакту диска з гальмівними колодками. Температура близько 700 °С.

11. Довготривалі експериментальні випробування були змодельовані в комп'ютерному середовищі, а результати співпадають з літературними даними.

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Truck market 2024 - Sustainable growth in global markets. Deloitte Consulting GmbH: 2014. p. 54.
2. Talati F and Jalalifar S. Investigation of heat transfer phenomena in a ventilated disk brake rotor with straight radial rounded vanes. Journal of Applied Sciences 2008; 8(20): 35833592.
3. Scania heavy-haulage tractors - on top of every task. Scania CV AB: 2013.
4. Scania CV AB. Taking a look back at the development of Scania Retarder. <http://newsroom.scania.com/en-group/2013/02/22/a-brake-with-history> (2013. accessed September 2013).
5. Chatterley TC and Macnaughtan MP. Cast iron brake discs - Current position, performance and future trends hi Europe. In: SAE Intei-national Congress and Exposition. Detroit. Michigan. USA March 1-4. 1999: SAE International. Waixendale. Pennsylvania, USA. 10pp.
6. Maleque MA. et al. Material selection method hi design of automotive brake disc. In: Proceedings of the World Congj-ess on Engineering 2010. London, UK. June 30 - July 2. 2010: News wood Limited. 5 pp.
7. Marsh K.T. Full-scale fatigue testing of components and structures. London: Butterworths. 1988
8. Day A. Braking of road vehicles. Oxford: Butterworth-Heineniann, 2014, 472 pp.
9. Tirovic M and Voller GP. Heat dissipation from high speed tram brakes - the efficiency compromise. In: TILT 2003 conference. Lille. France 2003, 8 pp.
10. Palmer E. et al. An optimization study of a multiple-row pin-vented brake disc to promote brake cooling using computational fluid dynamics.

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 2009: 223(7): 865875.

11. Tirovic M. Research into Brakes and Braking Systems [PowerPoint presentation], 2014. 98 pp.

12. Gilles T. Automotive Chassis: Brakes, Suspension, and Steering: Dehnar Cengage Learning. 2004.

13. Tirovic, M. and Voller, G.P. Heat dissipation from high speed train brakes - the efficiency compromise, Proceedings TILT 2003 conference, Lille, France, 2003, 8 pp

14. Tirovic, M. Energy thrift and improved performance achieved through novel railway brake discs. Applied Energy, 2009, 86, pp 317-324

15. A. Wojciechowski, J. Sobczak, Kompozytowe tarcze hamulcowe pojazdów drogowych, Instytut Transportu Samochodowego w Warszawie, Warszawa, 2001, 166 pp.

16. E. Kołodziej, A. Skrzyniowski, Wpływ obróbki mechanicznej tarczy hamulcowej na własności trybologiczne przy współpracy z nakładką ścierną, Czasopismo Techniczne 8- M/2008 (2008) 97-108.

17. Smith AC and Hudson SM. A New, High Torque Brake Design Using Sliding Discs. 2003: SAE International.

18. Матеріалознавство та технологія металів : підручник для здобувачів професійної (професійно-технічної) освіти / А. М. Власенко. – Київ : Літера ЛТД, 2019. – 224 с.

19. ASTM standards. Standard specification for gray iron castings. Designation: A48/A48M-03(2012): ASTM International; 2012. 6 pp.

20. EN 1561: Grey cast iron. European Standard; 1997. 19 pp.

21. Полянський, С. К. Експлуатаційні матеріали для автомобілів і будівельно-дорожніх машин: підручник / С. К. Полянський, В. М. Коваленко. - К. : Либідь, 2005. - 504 с.

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

22. Закалов, О.В. Основы тертя і зношування в машинах: Навчальний посібник / О.В. Закалов, І.О. Закалов. – Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. І.Пулюя, 2011. – 322 с.

23. Pevac M. et al. Elevated temperature low cycle fatigue of grey cast iron used for automotive brake discs. Eng Fail Anal 2014; 42: 221-230.

24. Talati, F. and Jalalifar, S. Analysis of heat conduction in a disk brake system. Heat and Mass Transfer, 2009, 45(8), pp 1047-1059

25. Mazidi, H., Alalifar, S., Jalalifar, S., et al. Mathematical Modeling of Heat Conduction in a Disk Brake System During Braking. Asian Journal of Applied Sciences, 2011, 4, pp 119-136

26. Selin, M., Holmgren, D. and Svensson, I.L. Effect of alloying elements on graphite morphology in CGI, Proceedings Materials Science Forum, Miskolc-Lillafired. 2010, pp 171-176

27. Gocmez T. et al. A new low cycle fatigue criterion for isothermal and out-of-phase thermomechanical loading. International Journal of Fatigue 2010; 32(4): 769-779.

28. Norman V, et al. Thermo-mechanical and superimposed high-cycle fatigue interactions in compacted graphite iron. International Journal of Fatigue 2015; 80: 381-390.

29. Betegon C. et al. Implicit integration procedure for viscoplastic Gurson materials. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 2006; 195(4417): 61466157

30. Hancq, D., Walters, A. and Beuth, J. Development of an Object-Oriented Fatigue Tool. Engineering with Computers, (2000). 16, 131-144.

31. Tartaglia, J. (2012). Comparison of monotonic and cyclic properties of ductile irons in the afs/doe strain-life fatigue database for cast iron. International Journal of Metalcasting, 6, 7–22.

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

32. Wohlfahrt, M., Oberwinkler, C., Tunzini, S., Rauscher, A., Caballero, R. and Eichlseder, W. (2010). The role of sampling position on fatigue of Karabudak / GUFBED 11(4) (2021) 1188-1197

33. Şık, A., Önder, M. and Korkmaz, M. (2015). Determination of fatigue strength of vehicle wheels by structural analysis. Gazi University Journal of Science Part C: Design and Technology, 3(3), 565-574.

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

ДОДАТКИ

					ДРМТВА 24.20212.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75