

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра вагонів

А. О. ЛОВСЬКА, В. Г. РАВЛЮК

СУЧАСНІ ГАЛЬМІВНІ СИСТЕМИ ВАГОНІВ

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

Частина 2

Харків – 2019

Ловська А. О., Равлюк В. Г. Сучасні гальмівні системи

вагонів: Конспект лекцій. – Харків: УкрДУЗТ, 2019. – Ч. 2. – 61 с.

вагонне господарство). У другій частині конспекту лекцій розглянуто основні типи гальм сучасного рухомого складу. Проаналізовано основні конструкційні особливості та принципи дії сучасних гальм — дискових, електромагнітних рейкових, магніторейкових, вихрострумівих. Визначено основні переваги та недоліки їх використання. Наведено особливості розрахунку основних параметрів зазначених типів гальм. Матеріал, викладений у конспекті лекцій, сприятиме кращому засвоєнню навчального матеріалу з дисципліни «Сучасні гальмові системи вагонів» для студентів усіх форм навчання спеціальності 273 «Залізничний транспорт» (Вагони та

Іл. 34, табл. 2, бібліогр.: 12 назв.

Конспект лекцій розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри вагонів 11 лютого 2019 р., протокол № 9.

Рецензент

проф. І. Е. Мартинов

а

А. О. Ловська, В. Г. Равлюк

СУЧАСНІ ГАЛЬМІВНІ СИСТЕМИ ВАГОНІВ

Конспект лекцій

Частина 2

Відповідальний за випуск Ловська А. О.

Редактор Еткало О. О.

Підписано до друку 21.03.19 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк. арк. 5,25. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Український державний університет
залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Тема 1. Дискові гальма рухомого складу.....	5
1.1 Перспективи застосування дискового гальма рухомого складу.....	5
1.2 Конструкційні особливості дискових гальм.....	5
1.3 Важільна передача пасажирського вагона з дисковим гальмом.....	15
1.4 Гальма візків поїздів TGV-A.....	16
1.5 Конструкція гальмового диска.....	17
1.6 Конструкція гальмових накладок.....	19
1.7 Деякі особливості виконання технічного обслуговування і ремонту пасажирських вагонів з дисковим гальмом.....	21
1.8 Сучасні конструкції гальмових блоків дискових гальм рухомого складу.....	24
1.9 Розрахунок на міцність гальмового диска.....	29
Тема 2. Рейкові фрикційні гальма.....	33
2.1 Електромагнітні рейкові гальма.....	33
2.2 Розрахунок електромагнітних рейкових гальм.....	40
2.3 Магніторейкові гальма.....	41
Тема 3. Електричні вихрострумові гальма.....	43
3.1 Особливості електричних вихрострумових гальм.....	43
3.2 Методика розрахунку лінійних вихрострумових гальм..	53
Тема 4. Електродинамічні гальма.....	54
Список літератури.....	60

ВСТУП

Від стану і якості роботи залізничного транспорту залежать: забезпечення потреби громадян у перевезеннях, швидкість перевезення вантажів, перспективи подальшого соціально-економічного розвитку регіонів, захист державою національного суверенітету і безпеки країни, реалізація транзитного потенціалу країни для отримання економічного ефекту від участі в міжнародних перевезеннях тощо.

Для підвищення ефективності перевізного процесу в умовах підвищених експлуатаційних швидкостей необхідним є впровадження рухомого складу нового покоління з покращеними техніко-економічними показниками. При цьому особливу увагу необхідно приділяти гальмовій системі рухомого складу, як одному з найбільш відповідальних вузлів, від надійності якого залежить безпека руху.

Для створення необхідної ефективності та якості роботи швидкісного залізничного транспорту насамперед повинен бути забезпечений високий рівень безпеки руху. За безпеку руху в досить великій мірі відповідає гальмова система поїзда. Одним з головних виконавчих вузлів гальмової системи є пневматичний гальмовий пристрій — гальмо.

У конспекті лекцій розглянуто основні типи гальм сучасного рухомого складу, проаналізовано конструкційні особливості та принцип дії перспективних гальм. Визначено основні переваги та недоліки їх використання. Наведено особливості розрахунку основних параметрів гальмових систем сучасного рухомого складу.

Конспект лекцій з дисципліни «Сучасні гальмові системи вагонів» відображає у стислій формі матеріал курсу та сприятиме більш успішному вивченню навчального матеріалу студентами денної та заочної форм навчання.

Конспект лекцій рекомендовано використовувати при виконанні курсового проектування й магістерських кваліфікаційних робіт.

Тема 1. ДИСКОВІ ГАЛЬМА РУХОМОГО СКЛАДУ

1.1 Перспективи застосування дискового гальма рухомого складу

Досвід експлуатації показав, що для високих швидкостей руху як гальмовий пристрій доцільно використовувати дискове гальмо через те, що традиційне колодкове гальмо має обмеження своєї ефективності при гальмуванні вже зі швидкості 160 км/год через дуже високе теплове навантаження на колеса рухомого складу. До того ж дискове гальмо має значні переваги, а саме:

- поверхні тертя містяться на спеціальному гальмовому диску;
- вибір матеріалів пари тертя має дуже широкий діапазон;
- вибір раціональної конструкції деталей пари тертя дає змогу значно знизити на них теплові навантаження і підвищити ефективність гальмування;
- вибір необхідної кількості гальмових пристроїв для установлення на одній колісній парі дає змогу знизити масогабаритні характеристики пристроїв, а також знизити механічні та теплові навантаження на деталі пари тертя;
- висока швидкість спрацьовування;
- зниження рівня шуму при гальмуванні.

1.2 Конструкційні особливості дискових гальм

Однією з найголовніших умов безпеки швидкісного руху поїздів у разі відмови або неможливості застосування електродинамічного гальма, а також при автоматичному (екстремому) гальмуванні є розсіювання кінетичної енергії поїзда механічним гальмом [1]. Дискове гальмо належить до механічних гальм фрикційної дії. Воно подібне до колодкового, але відрізняється тим, що гальмові накладки притискаються не до поверхні кочення коліс, як у колодкового гальма, а до спеціальних гальмових дисків (рисунок 1).

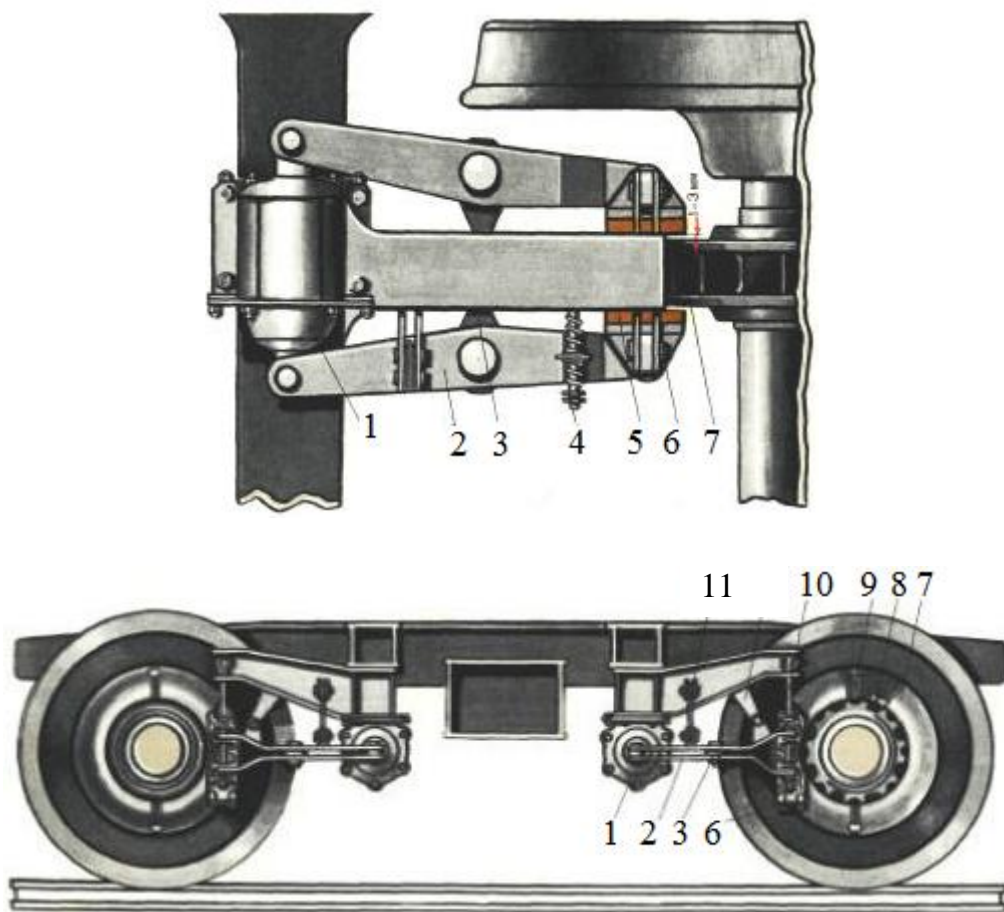


Рисунок 1 – Загальний вигляд дискового гальма рухомого складу

Гальмо вітчизняного візка КВЗ-ЦНП для пасажирських вагонів складається з чотирьох кліщових механізмів, кожен з яких має гальмовий циліндр 1, два спарених важелі 2 із затягуванням 3 і фіксатором 4 і два башмаки 6 з фрикційними накладками 5. На одній колісній парі розміщують два гальмових диски 7 діаметром 620 мм з шириною поверхні тертя 120 мм.

Кожен диск складається з двох половин, що з'єднуються болтами 9. До маточини, напресованої на вісь колісної пари, диск кріпиться радіально розташованими болтами 8 з розрізними втулками і тарілчастими пружинами. Для кращого відведення тепла диски оснащені ребрами і вентиляційними вікнами.

Башмаки з накладками підвішені до консолі поперечної балки візка на шарнірних підвісках 11. Вертикальними валиками 10 башмаки шарнірно з'єднуються з важелями 2, які кріпляться підвісками 11 до тієї ж консолі, що і підвіски башмака. На кожному візку встановлено чотири гальмових циліндри (ГЦ) 1 діаметром 8". Кожен з циліндрів обслуговує одну пару гальмових

башмаків 6. Гальмові накладки (рисунок 2) виконані з композиційного матеріалу.

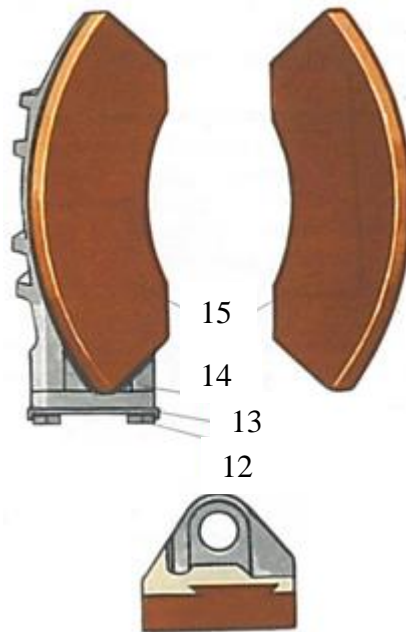


Рисунок 2 – Башмак та гальмові накладки дискового гальма

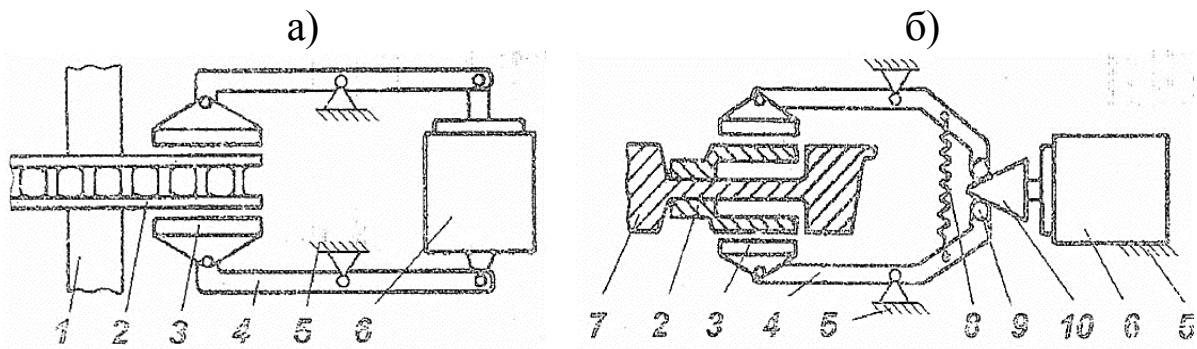
Площа тертя накладки дорівнює 430 см^2 , товщина 25 мм.

Для закріплення в гальмовому башмаку на накладках з неробочої сторони є конусоподібні тильники 15 у формі «ластівчиного хвоста».

При заміні накладки відгинають стопорні шайби 13, вивертають болти 12, знімають державку 14 здійснюючи удари по накладці зверху, виводять її з паза башмака.

При відпущеному гальмі зазор між накладками і диском (повинно бути від 1 до 3 мм) забезпечують зворотні пружини.

Залежно від місця розташування гальмових дисків розрізняють дискові гальма — колісні та осьові: в осьових гальмові диски закріплюються на середній частині осей колісних пар; у колісних — або на колісних центрах, або на маточинах коліс. На рисунку 3 наведено схеми двох основних різновидів дискових гальм із так званими кліщовими механізмами гальмової важільної передачі (ГВП).



а – осьове; б – колісне; 1 – вісь колісної пари; 2 – гальмовий диск; 3 – гальмова накладка; 4 – важіль ГВП; 5 – рама візка; 6 – гальмовий циліндр; 7 – колесо; 8 – відпускна пружина; 9 – ролик; 10 – клин

Рисунок 3 – Різновиди дискових гальм із кліщовими механізмами ГВП

На рисунку 3, б на прикладі дискового колісного гальма наведено застосування у ГВП вищої кінематичної пари у вигляді клина 10, який взаємодіє з роликами 9 на кінцях важелів кліщового механізму. Таким чином, у відпущеному стані цього гальма ГЦ механічно не взаємодіє з ГВП, що зменшує кількість зайвих зв'язків, але потребує введення зовнішньої відпускної пружини 8 та характеризується більшими втратами на тертя порівняно з цілковито шарнірним механізмом.

Конструкція колісного дискового гальма більш компактна порівняно з осьовим, але неможливість розташування більш ніж чотирьох механізмів на одному двовісному візку стримує застосування цього різновиду дискового гальма. На сучасному етапі тільки моторвагонний рухомий склад обладнується колісним дисковим гальмом, оскільки на середніх частинах осей його колісних пар встановлено тягові двигуни.

При гальмуванні з високих швидкостей руху пари тертя фрикційних гальм значно нагріваються. Близкість дисків колісного гальма до маточини колеса спричиняє небажаний тепловий вплив на міцність посадки колеса на вісь. Осьове дискове гальмо дає змогу на середній частині однієї осі колісної пари розташувати до чотирьох гальмових дисків, що покращує умови їх охолодження, тому цей різновид набув найбільшого розповсюдження. Наприклад, типовий візок пасажирських вагонів західноєвропейських залізниць

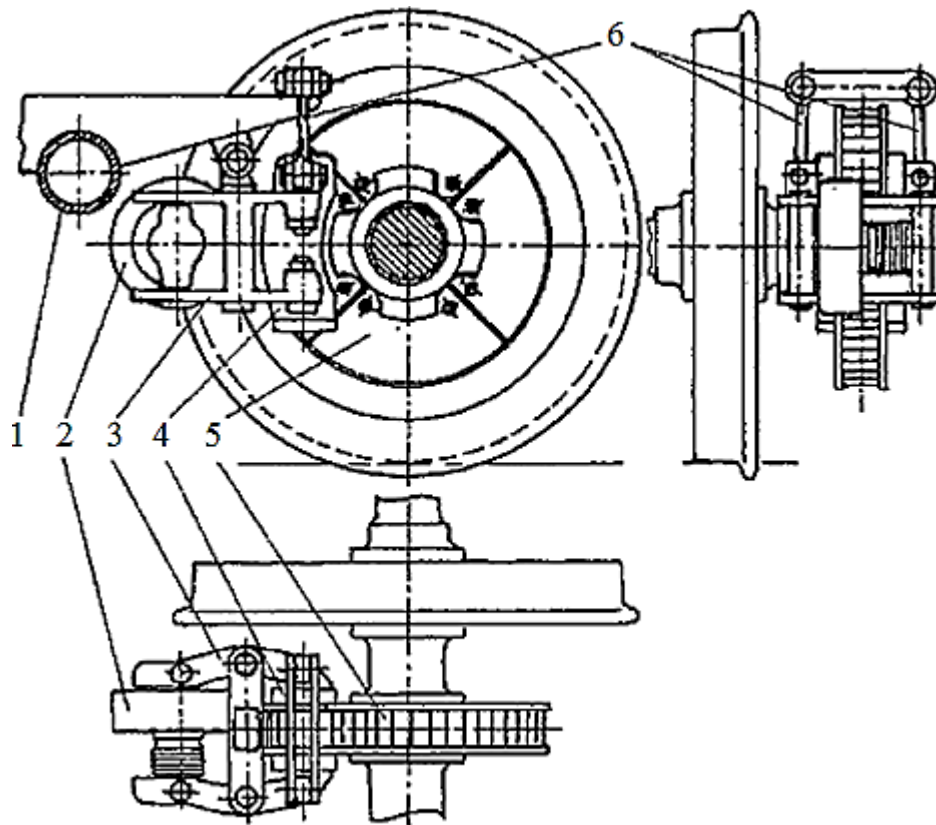
У32 (Франція), який призначено для руху зі швидкостями до 200 км/год, має по два гальмових диски на кожній осі. Пасажирський візок типу 25 ANP (Польща), який розраховано на рух зі швидкостями до 250 км/год, має по три гальмових диски на кожній вісі. Візок SGP Modular міжміських пасажирських поїздів ICE-2 (Німеччина), призначених для руху зі швидкостями до 300 км/год, має по чотири гальмових диски на кожній осі колісної пари.

Колісними дисковими гальмами обладнано електропоїзди EP200 та EP22; осьовими, на рухомому складі, що експлуатується на вітчизняних залізницях, дизель-поїзди ДР1П і ДР1А та пасажирські вагони «Україна-2» (мод. 61-788 та 61-789Е) виробництва ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» (м. Кременчук). При цьому ГВП перелічених дизель-поїздів та електропоїзда EP200 подібно до схеми, що наведена на рисунку 2, мають кінематичні пари у вигляді клинів та роликів.

На рисунку 4 наведено типове сучасне компонування осьового дискового гальма, яке набуло найбільшого розповсюдження на залізницях світу.

ГВП складається з двох важелів, на кінцях яких підвішені башмаки з гальмовими накладками, а з другого боку на цих же важелях підвішений ГЦ. Важелі за допомогою підвісок башмаків та спеціального кронштейна шарнірно прикріплюються до гальмової балки візка.

Ці важелі, обертаючись навколо середніх валиків, закріплених на загальній для них розпірці, притискають накладки до дисків силою, яка дорівнює добутку сили на штоці поршня ГЦ та передаточного числа ГВП. Для регулювання ГВП у сучасних конструкціях дискових осьових гальм застосовуються ГЦ із вбудованим авторегулятором виходу штока залежно від зносу гальмових накладок, унаслідок чого досягається постійна величина зазора між накладками та диском. Раніше для періодичного ручного регулювання між важелями кліщового механізму застосовувалася розпірка змінної довжини.



1 – рама візка; 2 – гальмовий циліндр; 3 – кліщовий механізм;
4 – гальмова накладка; 5 – гальмовий диск; 6 – підвіска

Рисунок 4 – Компонування осьового дискового гальма

Оскільки ГЦ закріплено на рамі візка, то при гальмуванні (коли накладки затискають диск) утворюється зв'язок між рамою візка та колісною парою, що ускладнює вписування візка в криві ділянки колії. При гальмуванні вертикальне переміщення обресореної рами візка відносно колісної пари можливе шляхом зсуву гальмових накладок відносно гальмового диска (у разі подолання сили тертя) або обертанням ГЦ навколо його шарнірного підвішування. Для забезпечення поперечного переміщення застосовано механізм паралелограма у вигляді підвісок б (рисунок 4). Завдяки тому, що гальмовий циліндр не взаємодіє жорстко з рамою візка, він при гальмуванні коливається разом з колісною парою. Це конструктивне рішення відповідає випадку жорсткого насадження гальмового диска на вісь колісної пари. Альтернативний варіант реалізовано в осьових дискових гальмах поїзда РТ200 колишнього СРСР, у якому гальмові диски поєднано

з вагонною віссю шліцьовим з'єднанням, що дає змогу диску переміщуватися вздовж осі.

Загальний вигляд осьового дискового гальма у візку сучасного пасажирського вагона наведено на рисунку 5.



Рисунок 5 – Загальний вигляд осьового дискового гальма

Критерії вибору найкращих типів дискових гальм впливають із загальних вимог стосовно гальмових систем вагонів та досвіду експлуатації існуючих гальм. При виборі типу дискових гальм доцільно розглянути насамперед ті, які мають важільні передачі якомога простішої конструкції. Критеріями вибору кращих із них необхідно прийняти:

- середню величину питомої гальмової сили вагона;
- ступінь уніфікації деталей гальм для парку вагонів;
- економію від упровадження гальм.

Вибір механічної системи дискового гальма та його конструкційних параметрів також виконується на основі наявного досвіду експлуатації. Важливим фактором при виборі є отримання великої потужності гальмового пристрою при незначному питомому тиску на поверхнях тертя.

Механічна схема дискового гальма має певні переваги перед колодковим, завдяки яким дискове гальмо краще відповідає

технічним вимогам при підвищених швидкостях руху поїздів.
Розглянемо зазначені переваги в порядку їх значущості.

При дискових гальмах можна збільшити фактичну площу контакту диска з накладкою, створити рівну міцність диска з накладкою, застосувати спеціальний матеріал для диска та накладки з метою створення якнайкращих умов тертя та рівномірного зносу тіла з контртілом, що дає змогу підвищити інтенсивність гальмування та збільшити термін служби вузлів тертя. У разі застосування відповідних конструкційних матеріалів дискові гальма при менших габаритах дають змогу отримати більшу ефективність, ніж колодкові.

Дискові гальма є порівняно простими за конструкцією, вони не спричиняють теплового впливу на поверхню кочення коліс, що дає змогу збільшити термін служби колісних пар та зменшити небезпеку послаблення бандажу коліс складеної конструкції від нагрівання під час гальмування. Більш проста ГВП дискового гальма забезпечує плавність і надійність гальмування, зменшує обсяги робіт при налагодженні в експлуатації. При її роботі створюється менше шуму для пасажирів. У дискових гальмах немає довгих повздовжніх тяг, важких траверс та підвісок, ГЦ великого діаметра й деяких інших пристроїв типового колодкового гальма.

Застосування осьового дискового гальма спрощує конструкцію розсувних колісних пар, що призначені для подолання розбіжностей у ширині колії залізниць різних країн. При використанні осьових дискових гальм зменшується перелік операцій із розсувними колісними парами на пунктах переходу між коліями різної ширини.

Критичний аналіз значного практичного досвіду експлуатації дискових гальм на залізницях світу, зокрема на вітчизняних, виявляє також і ***деякі недоліки*** їх конструкції. Дисковому гальму притаманні такі основні недоліки порівняно з колодковим.

Коефіцієнт зчеплення коліс із рейками при дискових гальмах у середньому на 10–5 % менший, ніж при колодкових. Це пояснюється відсутністю абразивної дії на поверхні кочення коліс, які при колодковому гальмуванні очищуються. За названої причини дискові гальма на локомотивах практично не набули широкого застосування.

Дискові гальма у більшій мірі потребують протиюзових пристроїв, які для колодкового гальма за конструкційних швидкостей руху до 140 км/год не є обов'язковими. А вони не тільки ускладнюють конструкцію гальмового обладнання вагона, але й викликають у середньому у 2,5 рази більші витрати стисненого повітря. Таким чином, при переході на дискові гальма для вагонів локомотивної тяги потрібно або оснащувати локомотиви більш потужними компресорами для живлення запасних резервуарів більшого об'єму, або відповідно зменшувати кількість вагонів у складі поїзда.

За правилами тягових розрахунків усі сили, що діють на одиницю рухомого складу, приводяться до місця контакту коліс із рейками. При перенесенні натиснення гальмової накладки на диск у місце контакту колеса з рейкою відбувається програш у силі, який пропорційний відношенню r/R (тут r – середній радіус прикладення натиснення гальмової накладки на диск, а R – радіус кола кочення колеса). Оскільки при насадженні на загальну вісь діаметр гальмового диска фізично не може перевищувати діаметра колеса, тоді зусилля натиснення при дисковому гальмі завжди прикладається на меншому радіусі, ніж при колодковому. Це потребує для отримання гальмової сили, рівної з колодковим гальмом (у разі інших незмінних умов), або відповідного збільшення натиснення гальмових накладок, або збільшення кількості гальмових дисків на одній вагонній осі. Особливістю дискового гальма є збільшення його гальмової дії внаслідок обточування коліс (при зменшенні діаметра коліс).

Менші площа поверхні та вага гальмового диска порівняно з колесом є причиною гіршого розсіювання чавунними дисками тепла, яке утворюється при гальмуванні. Для дискових гальм характерним дефектом є так зване «пропалювання диска», коли на поверхні тертя чавунного диска утворюється пляма від термічних мікротріщин (рисунок 6).

На фронтальній проекції (дивись рисунок 4) видно, що чавунний диск складається з чотирьох знімних секторів однакової площі для можливості заміни лише пошкодженої його частини. Тому актуальним є застосування спеціальних триботехнічних матеріалів тіла та контртіла пари тертя, таких як кераміка (рисунок 7). Наприклад, керамічні гальмові диски без пошкоджень

витримують нагрівання до 2000 °С, вони втричі легші за чавунні, але такі гальмові диски мають значну вартість.



Рисунок 6 – Мікротріщини на диску

Динаміка колісної пари, яка обладнана гальмовими дисками, погіршується, оскільки зростає її необресорена маса. Від збільшення інерції мас, що обертаються, зростає опір руху поїзда з такими колісними парами. Для зменшення зазначеного небажаного впливу в дискових гальмах слід застосовувати фрикційні диски з матеріалів малої власної ваги.



Рисунок 7 – Керамічна гальмова накладка

У дискового гальма точки у фрикційному контакті тіла з контртілом лежать на різних радіусах відносно осі обертання колісної пари, тому лінійні швидкості цих точок різні, що спричиняє нерівномірний або дуальний знос накладок за відсутності «плаваючого» способу закріплення останніх. Типове колодкове гальмо також характеризується нерівномірним зносом колодок, хоча вони діють в іншій площині відносно дискових гальм. Водночас, за рахунок певного розташування колодки можуть бути створені умови для рівномірного її зносу.

Відомо, що на швидкості руху поїзда понад 200 км/год аеродинамічний опір від зустрічного повітря перевищує опір від механічного тертя. Гальмові диски для кращого їх охолодження між двома поверхнями тертя мають ребра, які окрім вентиляційного ефекту також збільшують аеродинамічний опір. Наприклад, за даними, що були виявлені при огляді і дослідження літературних джерел німецькими авторами, зазначено, що на швидкості руху 250 км/год на кожен гальмовий диск, унаслідок створюваного ним аеродинамічного опору, витрачається до 4 кВт потужності тягових двигунів.

1.3 Важільна передача пасажирського вагона з дисковим гальмом

Кожний з гальмових дисків 1 (рисунок 8), напресований на вісь колісної пари 14, має привод від одного ГЦ 8 діаметром 8", який розміщений на кронштейні 9, привареному до поперечної балки 12 рами візка [12]. До цього ж кронштейна на шарнірних підвісках 4 прикріплені гальмові башмаки 2 з накладками 3 з композиційного матеріалу. Безпосередньо башмаки вертикальних валиків 15, з'єднуються зі спареними важелями 7 і 10, які шарнірно з'єднані між собою затяжкою 13. На важелях 7 біля кожного диска розміщена регульовальна пружина 5, за допомогою якої підтримується зазор 1–3 мм між диском та накладками при відпущеному гальмі.

При наповненні ГЦ стисненим повітрям його шток переміщується, повертаючи важелі 7 з підвісками 11 на валику 6 та притискаючи до диска накладку 3.

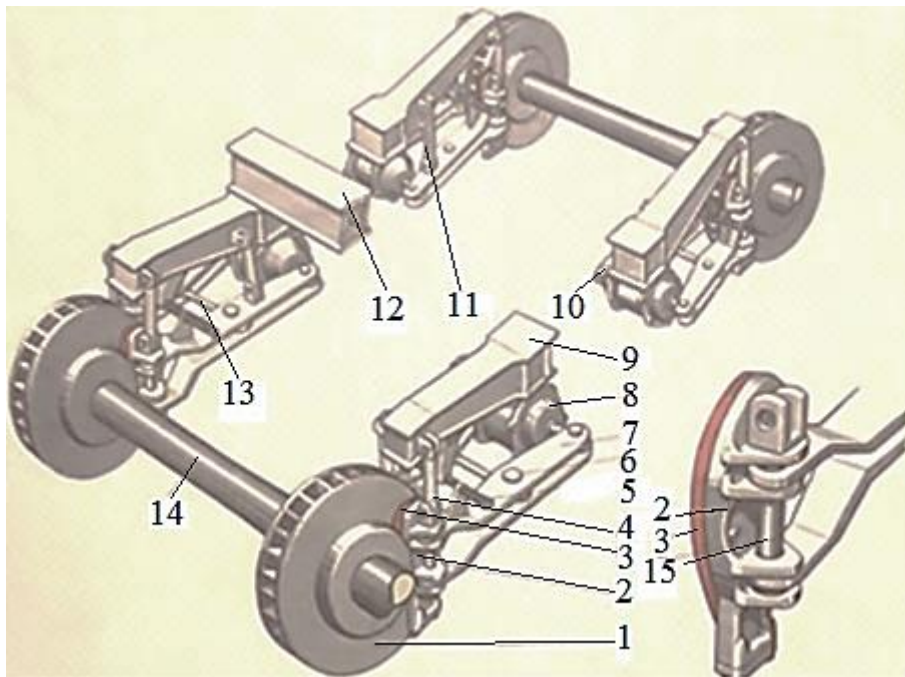


Рисунок 8 – Важільна передача пасажирського вагона з дисковим гальмом

Одночасно через затяжку 13 гальмове зусилля передається на важіль 10, який повертається та притискає до диска другу гальмову накладку. При випуску повітря з циліндрів накладки відходять від дисків.

1.4 Гальма візків поїздів TGV-A

У ході проведення науково-дослідних робіт зі створення нових гальм для поїздів TGV-A були поставлені такі завдання [6]:

- відмова від колодкових гальм, на частку яких у поїздів TGV приходится 20 % енергії, яка розсіюється, що дає змогу полегшити масу візків (маса одного комплекту гальм, що приходится на одне колесо, становить 63 кг), зменшити знос коліс, знизити рівень шуму на величину близько 5дБ (А);

- забезпечення незначної втрати ефективності гальм при снігопадах (меншої, ніж у гальм з накладками з органічних композицій);

- зниження (до нуля) втрати потужності на вентиляцію гальмових дисків, яка є значною при високих швидкостях руху

(залежно від типу гальмового диска при швидкості 300 км/год ці втрати становлять 3,5 – 4,5 кВт на один диск);

- обмеження за можливістю маси дисків.

Розрахунки показують, що при гальмуванні на майданчику за швидкості 300 км/год до повної зупинки кожний гальмовий диск розсіює $13,5 - 10^6$ Дж енергії. Для поїздів TGV при гальмуванні зі швидкості 270 км/год це означає перевантаження за енергією на 70 %, за середньою потужністю на 100 % і за максимальною потужністю на 80 %, що неприпустимо для чавунних дисків та накладок з органічних композиційних матеріалів.

Ці розрахунки показують, що необхідні диски з кованої легованої сталі з високою межею плинності, плоскої конструкції та без вентиляції. Накладки з органічних матеріалів повинні бути замінені металевими, що виготовлені методом спікання.

1.5 Конструкція гальмового диска

У навантаженому гальмовому диску (рисунок 9) виникають радіальні та колові напруження. При гальмуваннях з високим виділенням енергії ці напруження досягають максимальної величини через 40 с. Вони можуть перевищувати межу плинності матеріалу та спричиняти появу залишкових деформацій [6].

Відхилення в геометрії диска або відмінності в способах кріплення накладок з обох боків гальмового диска можуть виявитися причиною виходу з ладу утримувачів гальмових накладок.

Коливання колових напружень у диску мають період, що дорівнює шостій частині кола. Унаслідок цього виникають місцеві деформації, амплітуди яких залежать від жорсткості диска і загального термічного моменту за відношенням до середньої лінії розділу гарячих і холодних зон. Ці коливання деформацій особливо шкідливі, оскільки вони підсилюються при недостатній еластичності гальмових накладок. Унаслідок чого спостерігаються такі шкідливі явища, як вібрації, підвищений моністичний або дуальний знос гальмових накладок, а також концентрація температур, яка спричиняє появу радіальних тріщин. Вимірювання показали, що в центрах гарячих зон температура досягає 900 °C, у той час як у нормальних умовах вона не повинна

перевищувати 475 °С. Диск повинен мати достатню твердість для запобігання надмірному зносу під дією гальмових накладок із спеченого металу.

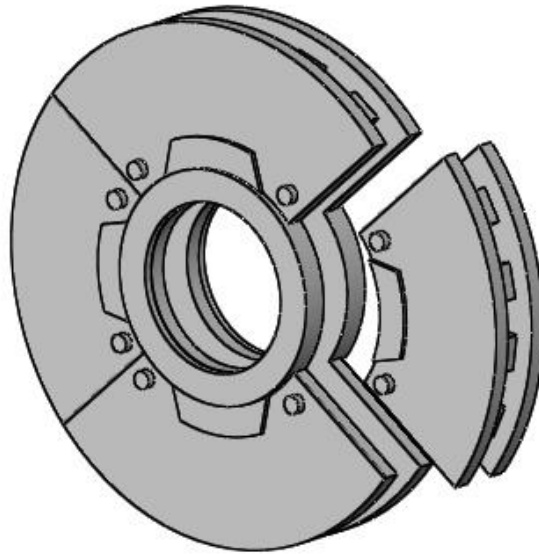


Рисунок 9 – Гальмовий диск

Перевагою диска товщиною 80 мм з внутрішніми поперечними зв'язками та мінімальною вентиляцією є висока жорсткість, але його виготовлення з якісної сталі методом лиття доволі складне та не гарантує високої якості. З цієї причини паралельно виготовлявся варіант плоского кованого диска.

Розглянуті міркування, а також результати численних випробувань дали змогу зробити висновок про те, що на кожній колісній парі повинні встановлюватися два подвійних диски за умови збільшення маси необресорених частин не більше ніж на 60 кг на колісну пару; диск повинен виготовлятися із кованої пластини товщиною 4,5 мм (легована сталь марки 28 CDV 5-0,8 з межею плинності 10000 кг/см² в холодному стані, 8000 кг/см² при температурі 450 °С, термооброблена до твердості 370 од. за Бринелем). Зв'язок диска з маточиною повинен забезпечувати компенсацію різниці в їх розширенні.

Кожен диск повинен розсіювати 18,5 – 10⁶ Дж енергії, яка виробляється при екстремому гальмуванні зі швидкістю 300 км/год на затяжному ухилі 16 % з вимкненим реостатним гальмом і з відключеним пневматичним на одному з

підтримувальних візків, що відповідає одній з неблагополучних допустимих ситуацій.

Ці диски забезпечать економію енергії завдяки відсутності витрат вентиляторної потужності, яка при максимальній швидкості руху 300 км/год становить 350 кВт. При розробці дисків використовували термомеханічні розрахунки за методом скінченних елементів і результати термографічних досліджень дали змогу створити конструкцію диска з високим рівнем розсіювання енергії.

1.6 Конструкція гальмових накладок

Упровадження накладок для гальм викликає складнощі, пов'язані із забезпеченням кращого прилягання накладок до гальмових дисків та мінімальних втрат ефективності при снігопадах [6].

Рівномірне розподілення натискання дає змогу уникнути утворення перегрітих зон та забезпечує рівномірний знос гальмових накладок (рисунок 10). З цього погляду необхідно було б мати гнучкі гальмові накладки, але для надійного гальмування при високій вологості бажана жорстка конструкція. Це призвело до компромісного рішення, яке полягає у використанні напівжорстких накладок, що складаються із фрикційних шайб, закріплених на плоскому листі визначеної товщини. Це призведе до зниження коефіцієнта тертя до нуля під дією вологи при максимальному натисненні накладки та забезпечує прийнятний рівень впливу на робочу поверхню диска.

Сприйнятливність до вологи таких накладок залежить від деформації пластини, що у свою чергу визначається її товщиною та відстанню між зонами приварювання двох сусідніх шайб, характеристиками матеріалу й можливо його пористістю.

У теоретичному аспекті гальмова накладка повинна викликати виникнення рівномірного теплового потоку, тому довжина накладки визначається залежно від радіуса колеса з урахуванням місцевих зусиль натискання. Однак практика показує, що якщо накладку виготовити таким чином, тоді вона не забезпечить рівномірного прилягання.

Для жорстких та напівжорстких накладок існує два типи утримувачів, один з яких має два виступи по краях накладки, а другий — один виступ посередині. Досвід показує, що велика концентрація температур спостерігається в утримувачів другого типу, тому бажано мати накладки з дещо зниженим тепловим потоком у центральній частині.

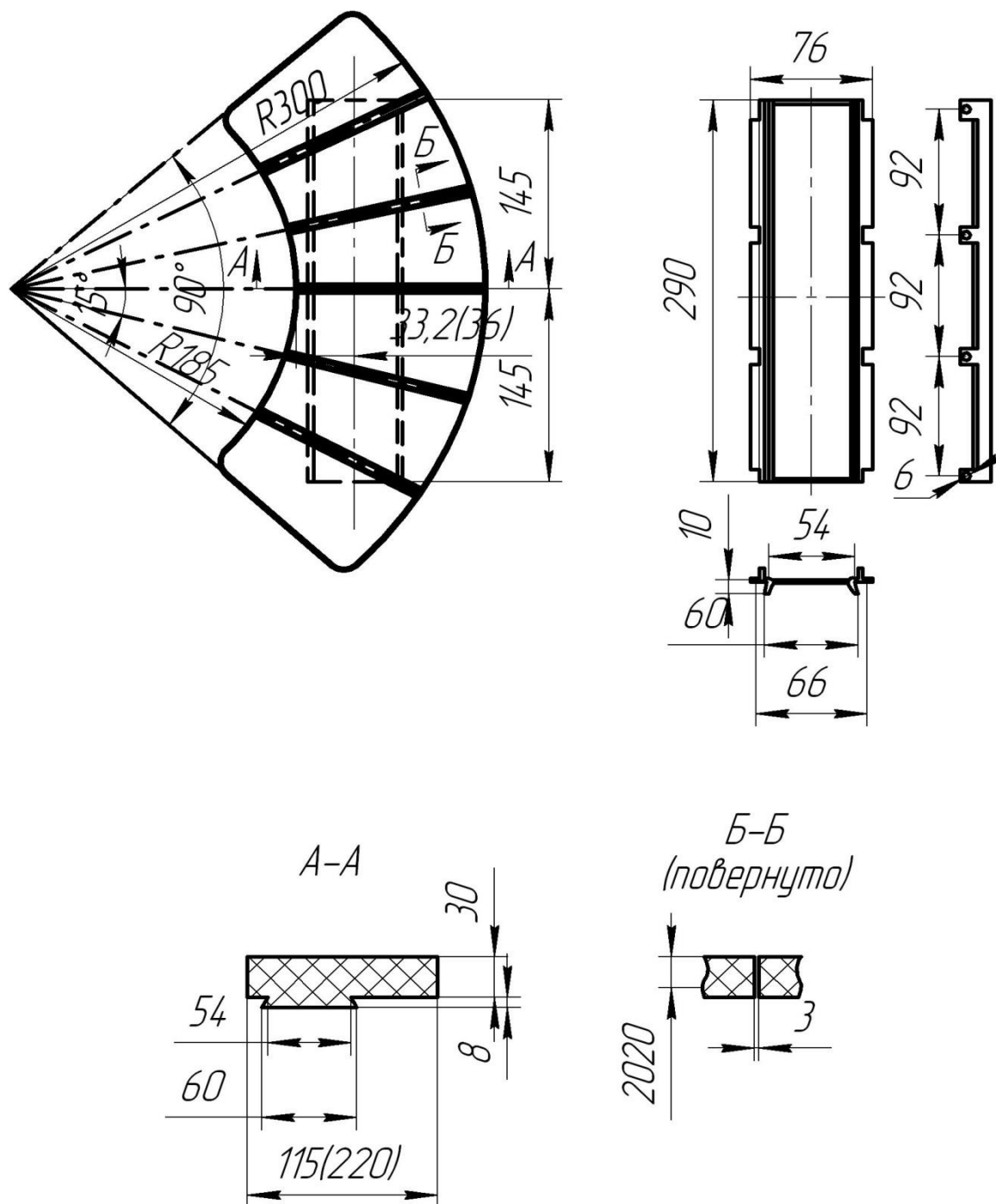


Рисунок 10 – Фрикційна гальмова накладка

Завдяки правильному вибору якості матеріалу та гнучкості накладки було досягнуто суттєве підвищення її якості порівняно з накладками із органічних матеріалів.

Розроблена гальмова накладка складається з циліндричних спечених шайб, приварених до несучої пластини, яка кріпиться до утримувача замком типу «ластівчин хвіст». Склад спеченого матеріалу за вмістом заліза та міді може значно змінюватися у різних постачальників.

1.7 Деякі особливості виконання технічного обслуговування і ремонту пасажирських вагонів з дисковим гальмом

Для виконання технічного обслуговування (ТО) вагонів з дисковими гальмами (особливо осьового типу, через їх розташування ускладнено доступ до їх елементів) на шляху прямування в пунктах технічного обслуговування (ЛПТО) пасажирських вагонів повинні бути спеціальні колії з оглядовими каналами (ямами), у яких можна буде оглянути підвагонне обладнання, зокрема й дискові гальма. А вони є лише в деяких пунктах формування та обороту пасажирських составів. Тому відсутність оглядових каналів не дасть бажаного результату ТО гальмового обладнання пасажирських вагонів особливо на шляху прямування.

Для швидкої заміни зношених фрикційних накладок у оглядових каналах можна буде здійснити їх заміну або виконати комплекс інших ремонтних операцій, які пов'язані з дисковим гальмом.

При відсутності оглядових каналів ТО гальмового обладнання вагонів з дисковими гальмами здійснюють аналогічно як на пасажирських вагонах з колодковим гальмом і при цьому додатково перевіряють:

- кріплення деталей гальма, зокрема накладок дискових гальм (візуально);

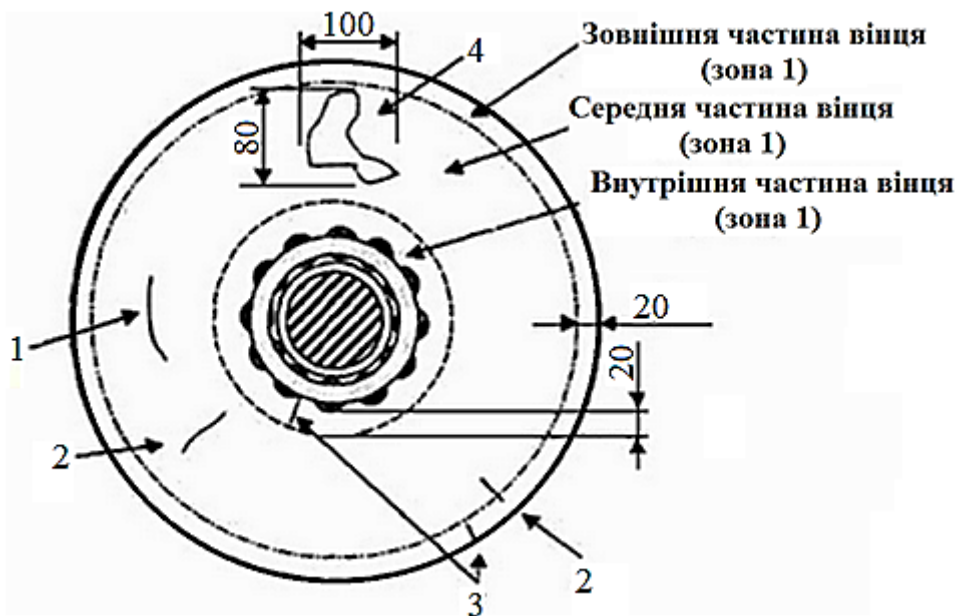
- у доступній для оглядача зоні, поверхні тертя вінців усіх гальмових дисків вагона. При виявленні дефектів, наведених нижче і показаних на рисунку 11, візок з несправним дисковим гальмом відключається. На вагони, у яких виявлені

вищеперераховані дефекти гальмових дисків, складається акт.

До допустимих дефектів вінців гальмових дисків належать:

- а) сітка дрібних термічних тріщин;
- б) концентричні проточки;
- в) хвилеподібний знос;
- г) задирки;
- д) плямистість;

- товщину накладок дискових гальм. Металокерамічні накладки товщиною 13 мм і менше, і композиційні накладки товщиною 5 мм і менше по зовнішньому радіусу накладок підлягають заміні. Товщину накладки слід перевіряти у верхній і нижній частинах накладки в утримувачі накладки. Допускається різниця товщини між верхньою і нижньою частинами накладки в утримувачі накладки не більше 3 мм;



1 – тріщини, розташовані по колу вінця, довжиною понад 30 мм;
2 – радіальні і похилі тріщини в середній частині вінця довжиною понад 20 мм; 3 – радіальні і похилі тріщини довжиною більше 10 мм, що розташовані в межах 20 мм від зовнішнього або внутрішнього краю вінця; 4 – суцільні плями (смуги) темного кольору шириною більше 80 мм і довжиною понад 100 мм

Рисунок 11 – Дефекти гальмового диска

- сумарний зазор між обома накладками і диском на кожному диску, який повинен бути не більше 6 мм (рисунок 12). На вагонах,

обладнаних стоянковим гальмом, зазори перевіряють при відпуску після екстреного гальмування;

- відсутність пропускання повітря зворотним клапаном на трубопроводі між гальмовою магістраллю і додатковим живильним резервуаром;

- стан поверхонь тертя дисків (візуально з протягуванням вагонів);

- справність сигналізаторів наявності тиску стисненого повітря у розподільній шафі або інших відведених для цього місцях на пасажирських вагонах.

Усі виявлені несправності при ТО пасажирських вагонів повинні бути усунені, несправне гальмове обладнання та деталі кріплення замінені на нові або відремонтовані, а відсутні елементи поновлені.

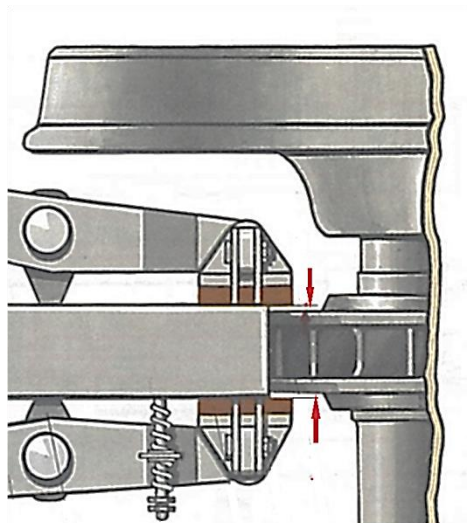


Рисунок 12 – Схема вимірювання сумарного зазора між гальмовими накладками й диском

За необхідності зміни накладок на диску через знос необхідно провести заміну всіх накладок на цьому диску.

При ремонті механічної частини гальмового обладнання пасажирських вагонів з дисковим гальмом виявляють:

- тріщини радіальні або похилі, виявлені вихрострумовим дефектоскопом і підтверджені магнітопорошковим методом, але не виявлені візуально, довжиною більше 10 мм;

- забоїни, що мають форму тріщин більше 20 мм і забоїни, які мають гострі кромки, що переходять у тріщину, яку реєструє вихрострумовий дефектоскоп.

Таким чином, сучасна конструкція дискового гальма повинна забезпечувати відповідність як термінів служби гальмових дисків і колісних пар, так і працездатності гальмових накладок та міжремонтного періоду вагона. Крім того, перспективні вагони з дисковим гальмом повинні бути достатньо автоматизованими для виключення ручних операцій в експлуатації щодо регулювання ГВП та відслідковування працездатності гальма.

1.8 Сучасні конструкції гальмових блоків дискових гальм рухомого складу

До цього часу вітчизняні та зарубіжні виробники гальмового обладнання для залізничного транспорту створили досить велику кількість конструкцій дискових гальм, при чому гальмові блоки і гальмові диски розглядаються як самостійні складові [2]. Розглянемо сучасні конструкції гальмових блоків дискових гальм для залізничного транспорту.

Дискове гальмо, яке виготовляло ВАТ «Тверський вагонобудівний завод» (рисунок 13), призначене для швидкісних пасажирських вагонів з конструкційною швидкістю до 250 км/год. Це гальмо знято з виробництва у 2010 році, але ще перебуває в експлуатації на поїздах «Невський експрес», «Буревісник» тощо.



Рисунок 13 – Дискове гальмо виробництва ВАТ «Тверський вагонобудівний завод»

Конструктивно блок розміщується на обресореній частині візка вагона. В основі конструкції блока застосований

кلیشоподібний (кلیшовий) механізм важеля. Є регулятор зазора між накладками і диском, вбудований у гальмовий циліндр, а також важільний привод стоянкового гальма.

До основних переваг цієї конструкції гальма можна віднести низькі вимоги до технології виготовлення. Але є серйозні недоліки, виявлені під час експлуатації гальма: наявність клиноподібних зносів, які скорочують термін експлуатації фрикційних накладок до 20 %, високий рівень зносу деталей важільного механізму, складність і незручність заміни фрикційних накладок, низька зносостійкість деталей пари тертя.

Приблизно з 2008 року в Росії у швидкісних пасажирських поїздах в експлуатації перебувають імпортовані дискові гальма виробництва німецької фірми «Knorr-Bremse» (рисунок 14). Ця фірма поставляє свої гальма для встановлення на тверські пасажирські вагони і високошвидкісні поїзди «Сапсан» з конструкційною швидкістю до 200 км/год. Ці гальма експлуатуються досить довгий час у країнах Європи та Америки, де зарекомендували себе як високонадійні з досить великим ресурсом.



Рисунок 14 – Дискове гальмо виробництва фірми «Knorr-Bremse»

Конструктивно гальмові блоки розміщуються на обресореній частині візка вагона або локомотива. В основі конструкції блока – клішовий механізм. Передбачений регулятор зазора та тросово-важільний привод стоянкового гальма.

Основна перевага цього гальма — малі габаритні розміри. Як недоліки можливо зазначити, що конструкція потребує

застосування складної і дуже точної технології виготовлення; передбачається забезпечення дуже великого передаточного числа важільного механізму, через що деталі та вузли сприймають великі механічні навантаження; не є ремонтпридатними в «польових» умовах, потребують тільки сервісного обслуговування.

Дискове гальмо виробництва фірми «ДАКО» (Чехія) наведено на рисунку 15. Конструктивно гальмовий блок розміщується на обресореній частині візка вагона. В основі конструкції блока – кліщовий механізм. Є регулятор зазора, вбудований в ГЦ та привод стоянкового гальма.



Рисунок 15 – Дискове гальмо виробництва фірми «ДАКО»

Основна перевага — ця конструкція гальма є компактною (незважаючи на порівняно велику ширину гальмового диска – більше 100 мм), має досить просту, порівняно з гальмом «Knorr-Bremse», технологію виготовлення.

Недоліки: механізм гальмового блока розрахований на малий робочий хід штока пневмопривода й експлуатацію фрикційних накладок порівняно малої товщини; також механізм не має можливості компенсувати бічну хитавицю пасажирського вагона; конструкція вертикальних тяг, передбачених для сприйняття реакції від гальмової сили, передбачає наявність поступальних

кінематичних пар, відкриті ділянки яких критичні до забруднених умов роботи.

Дискове гальмо виробництва фірми «Faiveley» (Франція) наведено на рисунку 16. Конструкція механізму гальмового блока дуже схожа з конструкцією блока дискового гальма виробництва фірми «ДАКО», але відрізняється пневмоприводом, у якому використовується підсилювальний редуктор.

Основні недоліки конструкції такі ж, як у гальма фірми «ДАКО», — наявність поступальних рухомих з'єднань у відповідальних вузлах. Конструктивно гальмовий блок розміщується на обресореній частині візка вагона.

В основі конструкції блока — кліщовий механізм. Передбачений регулятор зазора, вбудований у ГЦ.



Рисунок 16 – Дискове гальмо виробництва фірми «Faiveley»

Дискове гальмо виробництва фірми «Wabtec» (США) наведено на рисунку 17. Наявні конструкції за зовнішніми ознаками містять у собі всі основні конструкційні рішення, застосовані в дискових гальмах фірм «Knorr-Bremse», «ДАКО» і «Faiveley», у зв'язку з цим воно має переваги і недоліки зазначених гальмових блоків.



Рисунок 17 – Дискове гальмо виробництва фірми «Wabtec»

Конструктивно гальмові блоки розміщуються на обресореній частині візка пасажирського вагона, локомотива або моторвагонного складу. В основі конструкції блока — кліщовий механізм. Є також регулятор зазора між накладками і диском, вбудований у ГЦ.

Оригінальне рішення для створення конструкції дискового гальма запропоновано фірмою «IBRE Sarl» (Франція), яке наведено на рисунку 18. Очевидно, що поділ дискового гальма на два «маленьких» пов'язано зі спробою зменшити механічні та теплові навантаження на деталі пари тертя.



Рисунок 18 – Дискове гальмо виробництва фірми «IBRE Sarl»

Недолік конструкції пов'язаний, як розглянуто в попередніх варіантах дискових гальм, з наявністю вертикальних тяг, які сприймають гальмові навантаження, тобто тут також потрібна наявність поступальних рухомих з'єднань.

Конструктивно гальмові блоки розміщуються на обресореній частині візка вагона. В основі конструкції блока – кліщовий механізм.

Отже, на цей час передбачена велика кількість конструкцій блоків дискових гальм, які мають як свої переваги так і недоліки.

1.9 Розрахунок на міцність гальмового диска

Для визначення показників міцності гальмового диска виконано розрахунок за методом скінченних елементів, реалізованого в середовищі програмного забезпечення CosmosWorks. Створення просторової моделі колісної пари з гальмовими дисками на осі здійснено в пакеті SolidWorks (рисунок 19). Для передачі навантаження на диски, розміщені на осі колісної пари, на них установлювалися накладки, конфігурація яких ідентична до робочої поверхні накладок дискових гальм.

Як скінченні елементи застосовані просторові ізопараметричні тетраедри, оптимальна кількість елементів яких визначена за графоаналітичним методом. Кількість вузлів сітки становила 23734, елементів – 103674 (рисунок 20). Максимальний розмір елемента дорівнює 56,2 мм, мінімальний – 11,2 мм. Мінімальна кількість елементів у колі становила 8, співвідношення збільшення розмірів елементів у сітці – 1,6. Максимальне співвідношення боків – 395,79, відсоток елементів зі співвідношенням боків менше 3 – 95,4, більше 10 – 0,365.

Модель міцності колісної пари з гальмовими дисками наведена на рисунку 21. У моделі враховано, що на диск за площею прилягання до нього накладок прикладене зусилля, числове значення якого визначено за методикою, наведеною у [3], та становило $P_n = 18804,22$ кН.

Закріплення моделі здійснювалося за шийки осей. При цьому використовувалося податливе закріплення, яке допускає обертальні переміщення колісної пари.

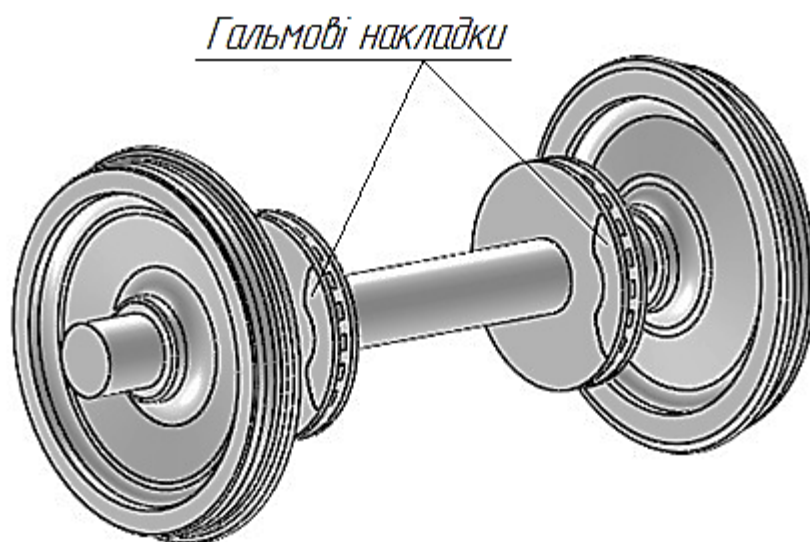


Рисунок 19 – Колісна пара з гальмовими дисками

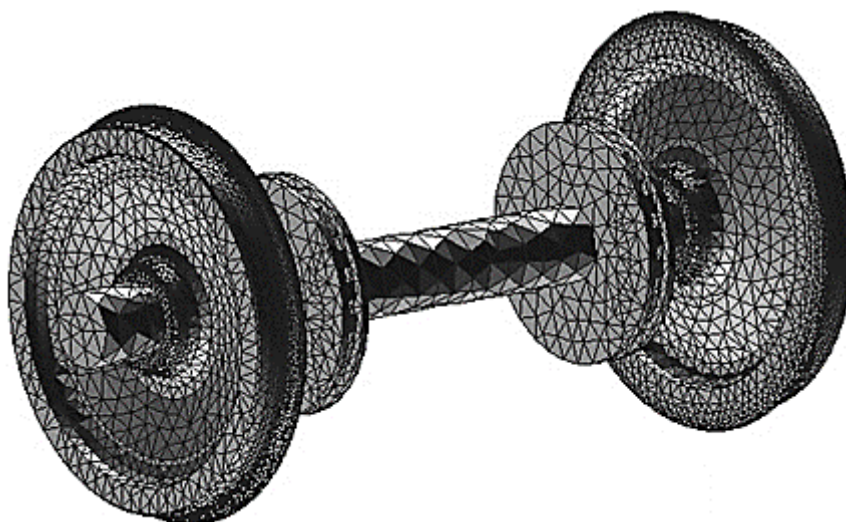


Рисунок 20 – Скінченно-елементна модель колісної пари з гальмовими дисками

Як матеріал гальмових дисків застосована вуглецева сталь, осі колісної пари – осьова вагонна сталь, коліс – сталь марки 20 ГФЛ з відповідними межею міцності та плинності [11, 12].

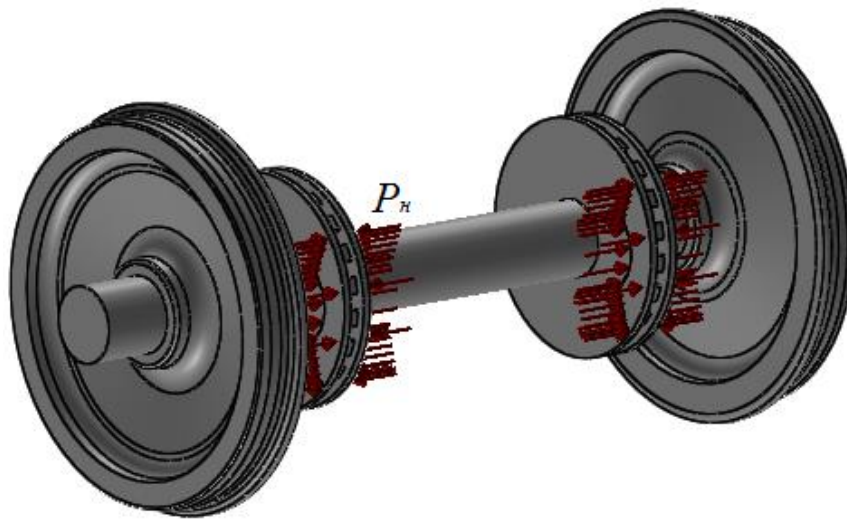


Рисунок 21 – Модель міцності колісної пари з гальмовими дисками

Результати розрахунку наведені на рисунках 22, 23.

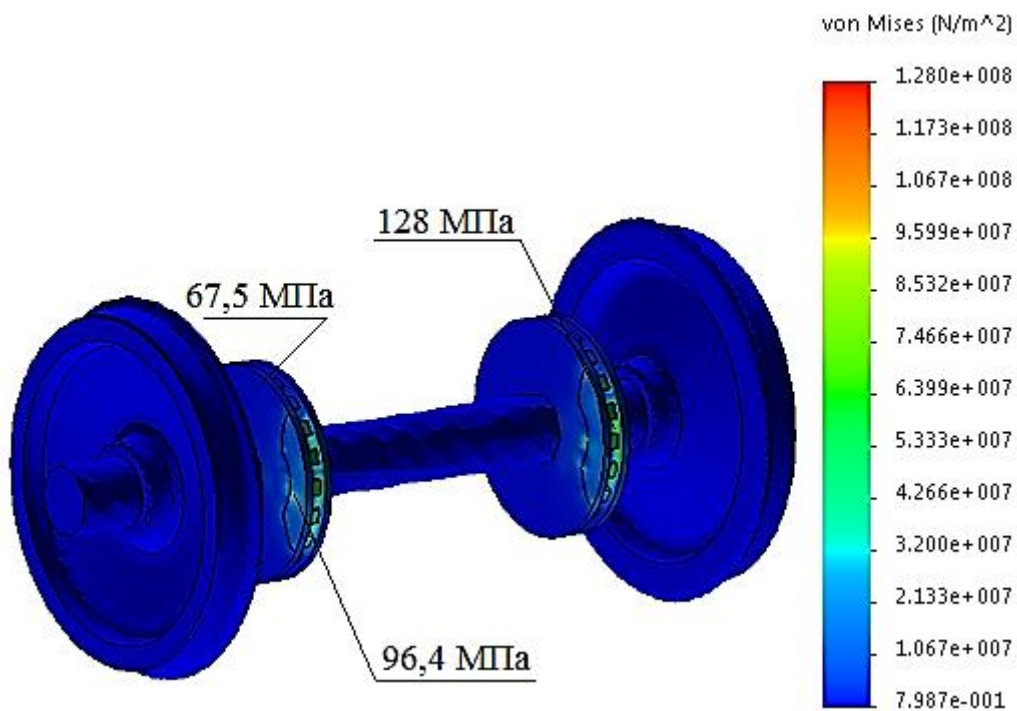


Рисунок 22 – Напружений стан колісної пари з гальмовими дисками

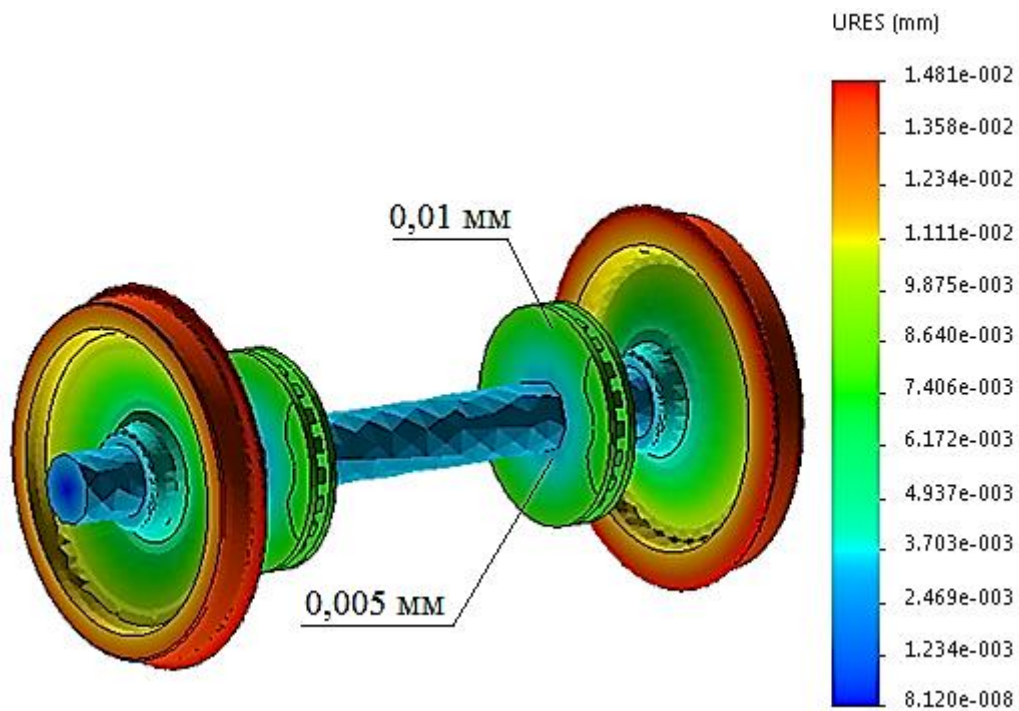


Рисунок 23 – Переміщення у вузлах колісної пари з гальмовими дисками

Проведені розрахунки на міцність показали, що максимальні еквівалентні напруження виникають у самому гальмовому диску та становлять близько 130 МПа, тобто не перевищують допустимі. Максимальні переміщення виникають у дисках коліс та становлять 0,02 мм, максимальні деформації – $3,35 \cdot 10^{-5}$.

З цього можна зробити висновок, що при заданій величині зусилля від накладок на диск міцність його забезпечується.

Тема 2. РЕЙКОВІ ФРИКЦІЙНІ ГАЛЬМА

2.1 Електромагнітні рейкові гальма

Величина гальмової сили колодкових і дискових гальм обмежена за умовами зчеплення коліс з рейками. Тому, щоб досягти значного збільшення її на рухомому складі, призначеному для швидкісного руху, застосовуються фрикційні рейкові гальма (рисунок 24). Їх гальмова сила виникає при ковзанні спеціальних башмаків по поверхні рейок. Башмаки притискаються до рейок за рахунок магнітного поля, яке створюють електричні або постійні магніти, закріплені на башмаках (рисунок 25). Застосування цього гальма у доповненні до пневматичного або електропневматичного дає змогу зменшити гальмовий шлях на 30 – 40 %.



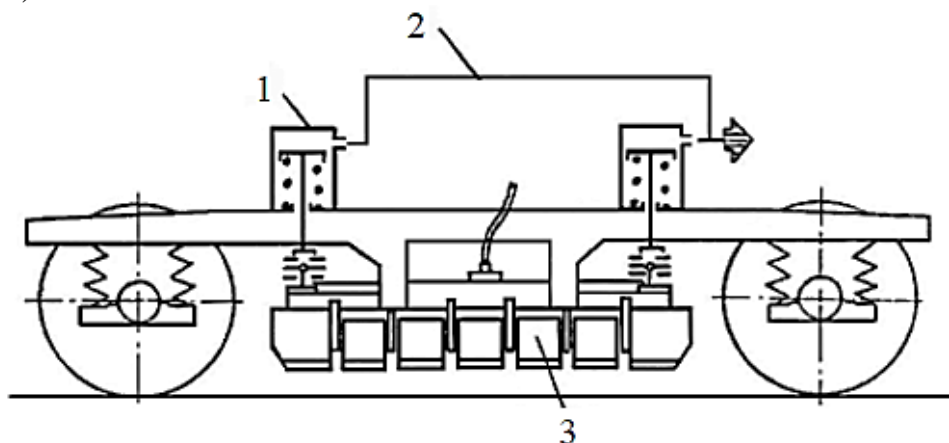
Рисунок 24 – Фрикційні рейкові гальма

У вітчизняній та закордонній практиці розповсюдження набули електромагнітні рейкові гальма (ЕМРГ), які використовуються на швидкісному пасажирському та промисловому вантажному рухомому складі. ЕМРГ розрізняються за родом струму, конструктивним виконанням полюсів і котушок башмаків, способами підвішування башмаків на візках рухомого складу, електричними схемами живлення та управління.

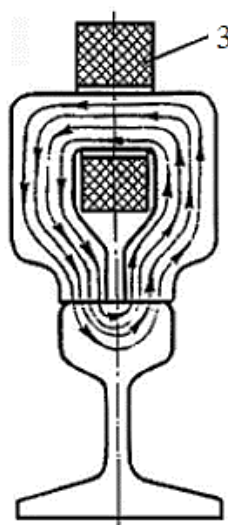
Уперше ЕМРГ було запропоновано ще у 1899 році. У першому варіанті конструкції магнітне поле башмака замикалося

рейкою у повздовжньому напрямку. Уже пізніше, у 1906 році, з'явилася конструкція ЕМРГ, у якій магнітне поле замикалося у поперечному напрямку відносно рейки. Раніше перші випробування ЕМРГ типу ТРМ-4 було здійснено у 1956 році на поїздах Московського метрополітену, а продовжено — на ризьких трамваях.

а)



б)



а – схема монтажу на вагоні; б – схема магнітної взаємодії гальмового башмака з рейкою; 1 – пневматичний циліндр; 2 – повітропровід; 3 – гальмовий башмак

Рисунок 25 – Схема електромагнітного рейкового гальма

Як джерела живлення ЕМРГ використовуються акумуляторні батареї, контактна електромережа або тягові електродвигуни, які при гальмуванні працюють у генераторному режимі. Найбільш

розповсюдженим є спосіб електроживлення від підвагонних акумуляторних батарей.

На схемі (рисунок 26) наведено фрикційне рейкове гальмо з пневматичним приводом, яке може бути перспективним для спеціалізованого рухомого складу промислового транспорту, що експлуатується з низькими швидкостями (до 60 – 70 км/год) на ділянках з крутими зтяжними ухілами. Однією з переваг такого гальма є те, що сила притиснення башмака рейкового гальма може встановлюватися меншою, ніж в ЕМРГ, так як є можливість використовувати у фрикційному вузлі матеріали з підвищеним і стабільним коефіцієнтом тертя. У той же час таке гальмо призводить до розвантаження колісних пар і погіршення стійкості проти сходу з рейок.

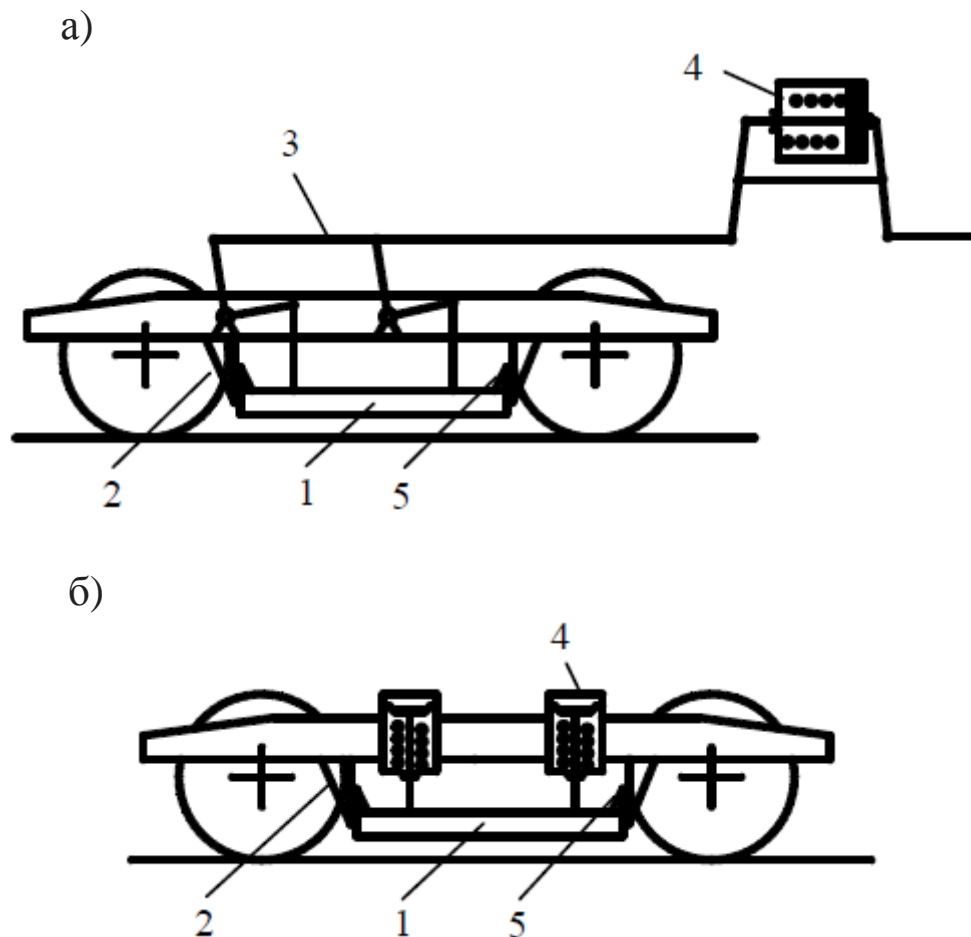
Крім того, гальмові накладки ЕМРГ інтенсивно зношуються при терті з рейкою.

Відомі конструкції ЕМРГ з поперечним і повздовжнім магнітним потоком відносно головки рейки. На практиці було доведено перевагу конструкції ЕМРГ з поперечним магнітним потоком, якою реалізується більша сила притягання башмака при однакових магніторушійних силах соленоїдів ЕМРГ [1].

Залежно від умов експлуатації башмаки ЕМРГ можуть виконуватися із суцільними або секційними полюсами, зі знімними або виконаними заодно з полюсом фрикційними накладками.

Секційні башмаки за гальмовою ефективністю мають перевагу перед суцільними. Загальна довжина башмака становить 800 – 1420 мм, довжина однієї секції 95 – 100 мм. У секційного башмака при однакових габаритних розмірах із суцільним башмаком площа дотику з рейкою більша, ніж у суцільного, оскільки магнітні секції можуть переміщуватися вільно і незалежно одна від одної та входити в контакт з рейкою. Різниця в площах дотику буде особливо великою при гальмуванні в процесі руху по нерівномірно зношених рейках, на стиках і кривих ділянках колії. Крім того, при високих швидкостях руху башмаки значно нагріваються і при великій їх довжині деформуються, що призводить до порушення контакту з рейкою. Тобто при однакових електричних параметрах у секційного башмака більша площа контакту з рейкою і гальмова сила, ніж у суцільного. При

однаковій гальмовій ефективності секційний башмак більш компактний і легше монтується на візках. Башмаки із суцільними полюсами мають силу притягання до рейок на 10 – 15 % більшу порівняно з башмаками, які виконані зі знімними накладками.



а – груповий привод гальмових башмаків; б – індивідуальний привод; 1 – гальмовий башмак; 2 – упор на рамі візка; 3 – механічна передача; 4 – силовий циліндр; 5 – упор на башмаку

Рисунок 26 – Схема рейкового гальма з пневматичним приводом

ЕМРГ на магістральному рухомому складі призначені для роботи в режимі екстреного гальмування.

Набули використання ЕМРГ із живленням соленоїдів як постійним, так і змінним струмом. Найбільшого розповсюдження набули ЕМРГ постійного струму, оскільки вони простіші за конструкцією та мають більшу надійність у експлуатації.

Залежно від величини зазора між поверхнями тертя у неробочому стані башмака розрізняють такі види підвішування башмаків ЕМРГ:

– низьке або трамвайне, яке має зазор 8 – 10 мм і застосовується на вагонах трамваїв та метрополітенів, тобто на відносно малих швидкостях руху;

– середнє або промислове з висотою підвіски башмака близько 50 мм і застосовується переважно на локомотивах та вагонах-думпкарах при значних ухилах і малих швидкостях руху;

– високе або залізничне з висотою башмака над рейкою до 150 мм, застосовується на високошвидкісному магістральному залізничному рухомому складі.

У закордонній та вітчизняній практиці на залізничному транспорті башмаки ЕМРГ встановлюються на висоті 50 – 150 мм над рівнем головок рейок.

Відомі різні схеми підвішування башмаків на візках:

- на гумових амортизаторах;

- на пневматичних циліндрах;

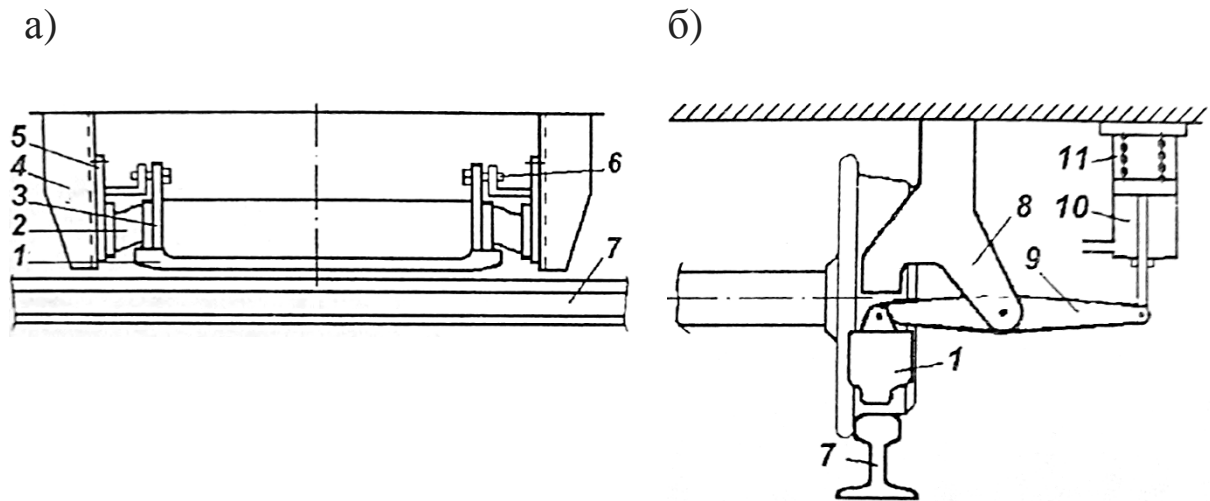
- за допомогою пружин (циліндричних або торсійних).

Способи підвішування башмаків ЕМРГ наведено на рисунках 27, 28.

Найбільшого розповсюдження набуло підвішування башмака ЕМРГ на двох циліндрах. На тягових агрегатах застосовується одноциліндрове підвішування з регулюванням висоти піднімання башмака ЕМРГ за допомогою муфт 7 і тяги 8. Тяги з'єднані важелями 6 зі штоком пневматичного циліндра 3, який живиться стисненим повітрям від напорної магістралі. Опускання башмака здійснюється при подачі в циліндр стисненого повітря, піднімання — за рахунок зусилля пружин. Проведені в експлуатаційних умовах випробування показали надійну роботу одноциліндрової системи підвішування башмаків ЕМРГ.

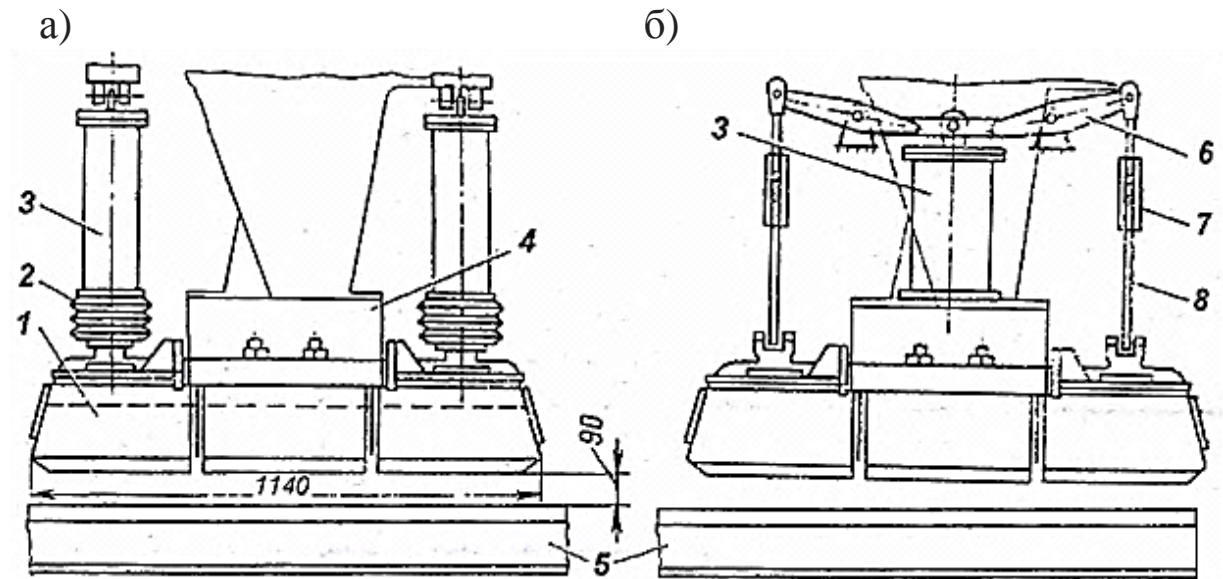
При проектуванні ЕМРГ особливу увагу необхідно приділяти вибору схеми передачі гальмової сили від башмака до візка.

Більшість конструкцій ЕМРГ припускає наявність поперечних тяг між башмаками одного візка для забезпечення їх стійкого положення на рейках і кращого розподілу гальмової сили на кривих ділянках колії.



а – на гумових амортизаторах; б – на циліндричній пружині;
 1 – башмак; 2 – амортизатор; 3 – планка; 4 – напрямна;
 5 – кронштейн; 6 – запобіжний болт; 7 – рейка; 8 – важіль;
 9 – опора з упором; 10 – пневмоциліндр; 11 – пружина

Рисунок 27 – Схеми підвішування башмаків ЕМРГ



а – на двох циліндрах; б – на одному циліндрі; 1 – башмак;
 2 – чохол; 3 – пневмоциліндр; 4 – кронштейн; 5 – рейка;
 6 – важіль; 7 – регулююча муфта; 8 – тяга

Рисунок 28 – Схема підвішування башмаків ЕМРГ на пневмоциліндрах

Основні технічні характеристики ЕМРГ типу DD G1/100V-79 наведено у таблиці 1 [4].

Таблиця 1 – Основні технічні характеристики ЕМРГ типу DD G1/100V-79

Параметр	Значення
Робочий повітряний зазор, мм	0
Опір, Ом	0,5
Напруга випробування, кВ	2,2
Клас ізоляції	В
При збудженні від акумуляторних батарей	
Напруга живлення, В	24
Електрична потужність, кВт	1
Сила гальмування при швидкості 150 км/год, кН	6,3
Знос	Після 1600 км гальмового шляху полюсні наконечники замінюють
Маса, кг	205
Довжина, мм	1118
Ширина, мм	140
Висота, мм	213

2.2 Розрахунок електромагнітних рейкових гальм

Гальмова сила кожного башмака [1]:

$$B_r = F \cdot \varphi_e, \quad (1)$$

де F – сила притягування башмака до рейки, кН;

φ_e – дійсний коефіцієнт тертя башмака з рейкою, який приймається залежно від швидкості руху, питомого тиску, матеріалу магнітопроводу й міжполюсної вставки.

Сила притягування башмака:

$$F = \frac{\Phi^2}{9,8 \cdot \mu_0 \cdot S} = \frac{B_m^2 \cdot S}{9,8 \cdot \mu_0}, \quad (2)$$

де Φ – магнітний потік, Вб;

S – площа контакту з рейкою одного полюса башмака, м²;

μ_0 – магнітна проникність повітряного зазора, $4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м;

B_m – магнітна індукція в робочому зазорі між башмаком і рейкою, Вб/м².

Дійсний коефіцієнт тертя сталевого башмака з рейкою:

$$\varphi_e = 0,032 \frac{15 - q}{14,9 - q} \cdot \frac{417 - V}{29 + V}, \quad (3)$$

де q – тиск від башмака на рейку, кПа;

V – швидкість руху, км/год.

Дійсний коефіцієнт тертя башмака із чавуну з кульпоподібним графітом з рейкою:

$$\varphi_{ec} = 0,035 \frac{121 + V}{1,8 + V}. \quad (4)$$

Для башмаків ЕМРГ швидкісного поїзда ЕР200:

$$B_r = \begin{cases} 1564 \cdot \exp^{-0,0183 \cdot V}, & (V = 0 - 20 \text{ км / год}) \\ 1212 \cdot \exp^{-0,005 \cdot V}, & (V = 21 - 200 \text{ км / год}) \end{cases}. \quad (5)$$

Питома гальмова сила від дії ЕМРГ:

$$b_{ge} = 1000 \cdot \mathcal{G}_e \cdot \varphi_e, \quad (6)$$

де \mathcal{G}_e – дійсний гальмовий коефіцієнт поїзда при ввімкненні тільки ЕМРГ.

Дійсний гальмовий коефіцієнт поїзда ЕМРГ визначається за формулою

$$g_e = \frac{n \cdot F}{P + Q}, \quad (7)$$

де n – кількість башмаків ЕМРГ в поїзді;

F – дійсна сила притягування одного башмака ЕМРГ до рейки, кН (приймається на 30 – 40 % менше розрахункової);

P – вага локомотива, кН;

Q – вага вагонів у складі поїзда, кН.

2.3 Магніторейкові гальма

На відміну від ЕМРГ гальмо, що діє на постійних магнітах, прийнято стисло називати магніторейковим або МРГ (рисунок 29). МРГ було винайдено у 1970 році. Основні переваги МРГ над ЕМРГ [1]:

- немає потреби в електроживленні під час гальмування;
- час перебування у ввімкненому стані необмежений (що дає змогу використовувати гальмо не тільки при екстреному гальмуванні, а також як стоянкове);
- значно менші експлуатаційні витрати на утримання.



Рисунок 29 – Загальний вигляд магніторейкового гальма електропоїзда

Однак до останнього часу постійні магніти поступалися електромагнітам у зусиллі притягування. Зараз певних успіхів досягнуто в технологіях виготовлення так званих надпотужних магнітів, наприклад, зі сплаву Nd-Fe-B (неодим-залізо-бор), тому МРГ дедалі стають усе більш актуальними.

Як МРГ, так і фрикційне гальмо на постійних магнітах має однаковий принцип дії та класифікацію щодо висоти підвішування башмака у неробочому стані. При опусканні на рейку башмака, який має магнітні властивості, між ними виникає зусилля притягування, унаслідок цього (за рахунок тертя) виникає гальмова сила. Силкові блоки МРГ, подібно до ЕМРГ, можуть бути виготовлені таким чином, що будуть створювати відносно рейок повздовжні або поперечні магнітні потоки.

Під дією зусилля спеціального пневмоциліндра через важіль силувий блок (тобто склеєні між собою магніти та вставки) переміщується в повздовжньому напрямку на певну відстань відносно розташованої знизу фрикційної діамагнітної накладки, що має вкладиші з магнітом'якої електротехнічної сталі (АРМКО-залізо). При цьому постійні магніти вмикаються або вимикаються. В увімкненому стані магніти силового блока суміщуються з вкладишами і магнітний потік, який замикається через рейку, створює зусилля притягування башмака до рейки.

Гальмовий блок МРГ, який розроблено фірмою «Oerlikon-Knorr Eisenbahntechnik» (Німеччина) має сердечник постійного магніту, що встановлений у спеціальній опорі. Взимку для розтоплення льоду ці МРГ підігріваються. Термоелемент системи електропідігріву міститься в опорі магніту. Для вмикання або вимикання сердечник повертається за допомогою електрогідравлічного привода на 90 градусів відносно власної осі магніту, яка орієнтована вздовж рейки. В увімкненому стані цього МРГ магнітний потік замикається поперек головки рейки.

Як приклад можна навести залізниці Нідерландів, на яких експлуатуються зі швидкостями до 160 км/год вагони поїзда DD-IRM, які обладнано МРГ. Тут використовується високе підвішування башмаків — при нових колесах зазор між башмаком та рейкою становить 100 мм. Гальмо на постійних магнітах фірми «SAB WABCO Tebel Technologies» (Швеція) складається із двох гальмових блоків, напрямної рами з приводними

пневмоциліндрами та блока управління. У кожному гальмовому блоці містяться 14 магнітів Nd-Fe-B. У відпущеному стані циліндри привода утримують магніти у верхній частині корпусу гальмового блока, тому магнітний потік замикається власне через цей блок. Для гальмування (енергією стисненого повітря) постійні магніти переміщуються із верхнього положення у нижнє, унаслідок цього магнітний потік замикається через рейку, і цим самим утворюється гальмова сила. Найбільший тиск повітря, що потрібен для переведення гальмового блока у робоче або неробоче положення, становить 0,5 МПа. МРГ фірми «SAB WABCO» підвищує гальмову ефективність тривагонного поїзда типу DD-IRM на 32 %. При сумісному використанні цього МРГ та дискового гальма відсоток гальмової ваги для гальмового шляху 1000 м (UIC Code 544-1) збільшується зі 130 до 172 %.

Нині МРГ обладнуються електровози декількох типів на залізницях Швейцарії. Зазначене МРГ має башмаки довжиною 1400 мм, які створюють зусилля притягування до рейок 140 кН кожен. Окрім Нідерландів та Швейцарії, МРГ також використовується на рухомому складі, що експлуатується на гірських ділянках Франції.

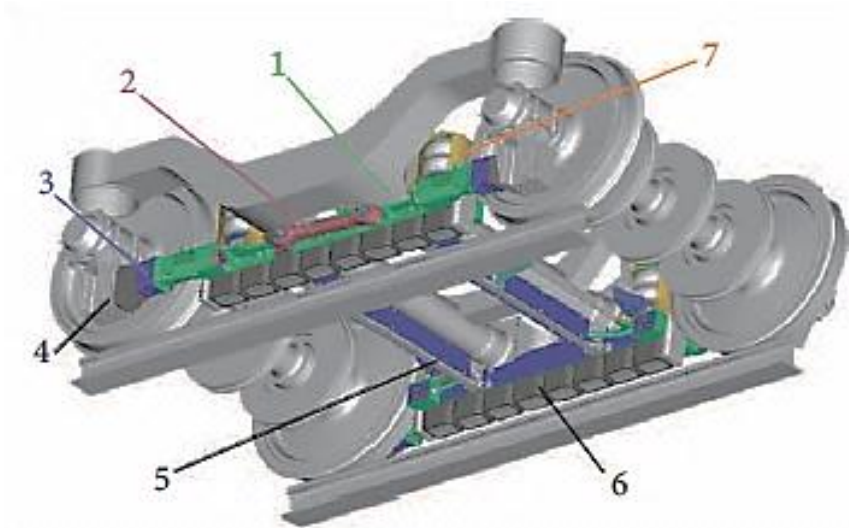
Тема 3. ЕЛЕКТРИЧНІ ВИХРОСТРУМОВІ ГАЛЬМА

3.1 Особливості електричних вихрострумівих гальм

За конструкцією вихрострумове рейкове гальмо (ВСРГ) подібне до ЕМРГ. Однак гальмова сила цього гальма створюється за рахунок взаємодії магнітних полів, створених соленоїдами гальмового башмака, і від вихрових струмів, які індукуються в рейках при переміщенні башмака й основного магнітного поля. Застосовувати ВСРГ можна на рухомому складі, що не має безпосереднього контакту з рейками (магнітний підвіс, повітряна подушка) [1].

Зараз рейкові вихроструміві гальма використовують на вагонах швидкісних поїздів ICE (Німеччина) і TGV (Франція).

Розміщення вихрострумівого гальма на візку високошвидкісного поїзда ICE 3 наведено на рисунку 30 [5].



1 – жорстка рама; 2 – повідець; 3 – гумові амортизатори;
4 – букси; 5 – поперечні балки; 6 – башмак; 7 – пневмобалони
підвішування

Рисунок 30 – Загальний вигляд розташування вихрострумове гальма на візку високошвидкісного поїзда ICE 3

Лінійне (рейкове) вихрострумове гальмо застосовується на поїзді ICE 3 та працює без акумуляторних батарей. При гальмуванні використовується напруга тягових двигунів, що працюють у генераторному режимі.

Температура рейок при роботі вихрострумове гальма підвищується приблизно на 15 – 20 °С. Максимальна температура рейок, що нагріваються від сонячної радіації і від дії вихрострумове гальма, не повинна перевищувати 75 °С. До такої температури зберігається стабільність рейкової колії.

На поїзді ICE 3 підтримуючі візки, поряд з дисковим, оснащені ще й вихрострумівим гальмом, що складається з двох електромагнітних блоків по вісім полюсних котушок. Кожен блок має довжину 1540 мм. Блоки з'єднані двома поперечними зв'язками, які фіксують їх положення над головками рейок.

При відпущеному гальмі магніти за допомогою кільцевих пневмобалонів піднімаються в неробочий стан. Для переведення їх у робочий стан з пневмобалонів випускається частина повітря і магніти опускаються на відстань $7 \pm 0,5$ мм над рейками.

При збудженні магнітів сила їх тяжіння до рейок зростає зі зменшенням швидкості, тому для забезпечення постійної

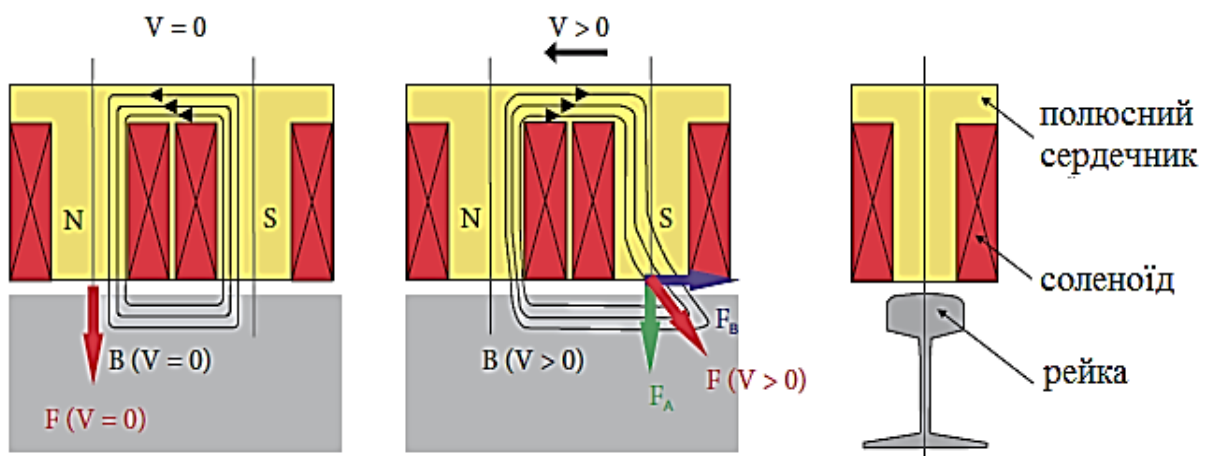
гальмової сили значення намагнічуючого струму, що задається, лінійно знижується до 65 % від максимального.

На швидкісних вагонах поїзда TGV NG на кожному моторному візку змонтоване ВСРГ, башмак якого в робочому положенні при гальмуванні підвішений на відстані 6,5 – 7 мм над головкою рейки. Живлення обмоток башмака здійснюється від тягових двигунів вагона, які при гальмуванні працюють у генераторному режимі з потужністю 24 – 30 кВт і самі створюють гальмову силу.

Крім того, за законом індукції магнітне поле башмака змінюється в часі при переміщенні щодо рейки, створює в ньому, як в електричному провіднику, електрорушійну силу, під дією якої в рейці виникають вихрові струми (рисунок 31). Сила взаємодії полів, які створюються цими струмами і полюсами електромагнітів башмака, є силою, яка перешкоджає їх взаємному переміщенню.

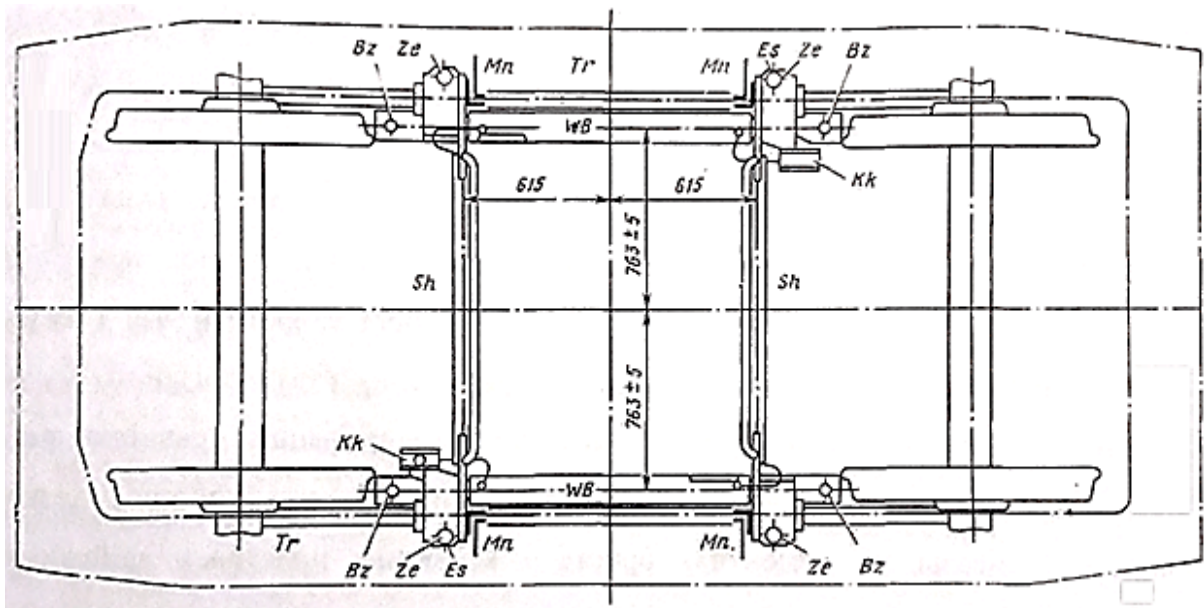
За розрахунками, ВСРГ — найефективніші з існуючих гальм. Однак висока їх ефективність проявляється тільки на швидкостях руху вище 60 – 80 км/год.

ВСРГ для поїзда ICE залежно від типу візка розрізняються тільки конструкцією поперечного зв'язку та способом обпирання – на траверсу або на спільну раму (рисунок 32) [4].



F – магнітна сила; F_B – гальмова сила; F_A – сила протягування; B – індукція магнітного поля при відсутності та наявності руху

Рисунок 31 – Принцип дії лінійного вихрострумовеого гальма



Es – обмежувач для кінцевого вимикача; *Ze* – центрувальні пристосування; *Bz* – пневмоциліндр; *Kk* – клемна коробка; *Sh* – поперечний зв’язок; *Mn* – кріпильний елемент; *Wb* – магніт; *Tr* – траверса

Рисунок 32 – Розміщення вихрострумове гальма на візку

Два магніти, що з’єднані поперечними зв’язками, утворюють раму гальма (відстань між повздовжніми осями магнітів 1526 мм), яка розміщується на пневмоциліндрах, що приводять гальмо у дію, на висоті 115 мм над рівнем головок рейок. При гальмуванні рама гальма опускається на траверси.

Розміри рами гальма обрані таким чином, що при мінімально можливій власній масі вона прогинається під робочим навантаженням у бік магнітів не більше ніж на 2 мм.

Масивний корпус магніта, що виконаний з низьковуглецевої сталі, складається з ярма, двох приварених бокових пластин та шести полюсних сердечників з кріпленням на болтах. Полюсні сердечники, котушки та захисний кожух утворюють герметичну, ущільнену смолою конструкцію, яка легко монтується й у разі потреби необхідності легко замінюється. Технічні характеристики ВСРГ наведені в таблиці 2.

Поперечні зв’язки, що кріпляться до магнітів, складаються з трубок з двома консолями. Як зв’язувальні елементи між магнітом та обертовим візком консолі передають гальмове зусилля.

Консолями рама гальма опирається на траверсу, на них також кріпляться центрувальні пристрої, які фіксують раму у верхньому положенні, а також пневмоциліндри, клемні коробки та обмежувачі кінцевих вимикачів.

Таблиця 2 – Технічні характеристики ВСРГ

Параметр	Значення
Робочий повітряний зазор, мм	7±1
Опір, Ом	0,3
Напруга випробування, кВ	3
Клас ізоляції	F
<i>При збудженні від мережі</i>	
Максимальний струм, А	290
Сила гальмування при швидкості 150 км/год, кН	9,2
<i>При збудженні від акумуляторних батарей</i>	
Напруга живлення, В	90
Електрична потужність, кВт	5,4
Сила гальмування при швидкості 150 км/год, кН	4,5
Знос	Відсутній
Маса, кг	235
Довжина, мм	1190
Ширина, мм	135
Висота, мм	210

Відносно невеликий розмір робочого зазора, який встановлено нормативно-технічною документацією, забезпечує особлива конструкція візка. Гальмова рама опирається через траверси або зчленовану раму на букси. Робочий зазор у 7 мм, який відповідає відпущеному не збудженому стану ВСРГ, може бути зменшений у процесі експлуатації залежно від магнітної сили притягування, зростання її на малих швидкостях, а також від величин вертикального прискорення та зносу ободів коліс. Необхідно за можливості запобігати торканню магнітами ВСРГ рейок, однак це не призводить до пошкодження гальма, оскільки воно, також як і ЕМРГ, має захисні зносостійкі пластини товщиною 5 мм, які встановлені з боку рейки.

У тих випадках, коли поїзд рухається зі швидкістю вище 40 км/год, пневмоциліндри, які приводять гальма у дію,

безпосередньо за допомогою електромагнітного клапана навантажуються тиском від 0,8 до 1,0 МПа, унаслідок чого рама гальма опускається. Увімкнення гальма можливе тільки тоді, коли спрацьовують обидва змонтованих по діагоналі рами кінцевих вимикачі.

При службовому гальмуванні із заданою величиною сповільнення живлення ВСРГ здійснюється від поїзної електричної магістралі. У цьому випадку величину споживаного струму регулює бортовий комп'ютер. При екстреному та аварійному гальмуваннях збудження ВСРГ здійснюється нерегульованим шляхом від акумуляторних батарей.

Службове гальмування повинно виконуватися в такій послідовності:

- рекуперативне гальмування;
- вихрострумове гальмування;
- рейкове гальмування.

Останні доповнюють ВСРГ, які вимикаються при швидкості нижче 40 км/год. При цьому ВСРГ забезпечується енергією від поїзної магістралі через трансформатор і тиристорний фазовий регулятор, які захищені термічним обмежувачем струму з реле часу. Для того, щоб не спричиняти перевантаження системи електрозабезпечення поїзда ІСЕ, під час гальмування автоматично вимикаються пристрої опалення та кондиціонування.

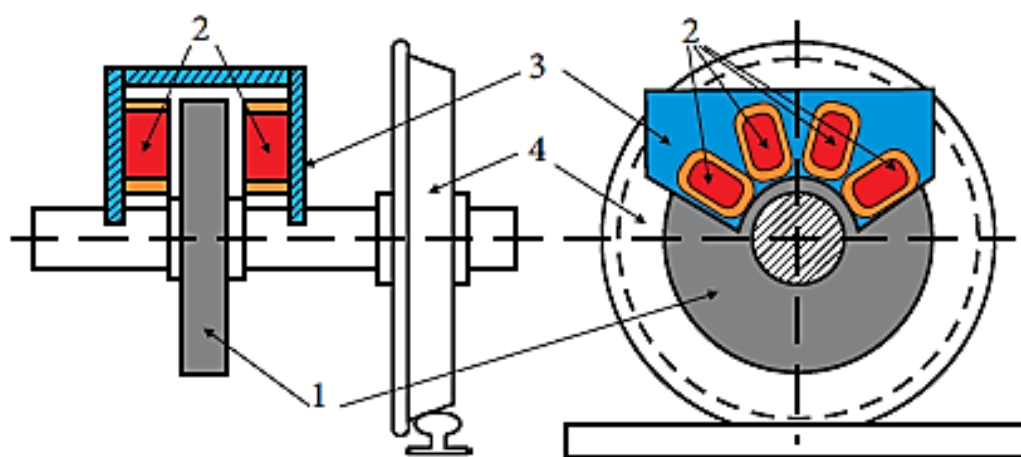
Оскільки при аваріях, пов'язаних, наприклад, з обривом контактного дроту, рекуперативне гальмо та система збудження ВСРГ від мережі виходять з ладу, тоді для аварійного та екстреного гальмування використовуються фрикційні дискові та ВСРГ, що збуджуються від акумуляторної батареї. За умовами експлуатації у зимовий час з цією метою обрані нікель-кадмієві батареї. Зарядження батарей здійснюється від удосконаленого та більш потужного порівняно з тим, що використовується на пасажирських вагонах, зарядного пристрою з тиристорним регулятором і додатково ввімкненим згладжуючим дроселем.

Оскільки ВСРГ у стані спокою непрацездатне, для його випробування згідно з діючими нормативними документами імітується швидкість вище 40 км/год. Окрім цього, перевіряють механічну частину гальма на кожному візку, а також струм, який

споживається з магістралі або від акумуляторів за допомогою реле мінімального струму.

Для полегшення конструкції траверси та рами гальма сила притягування до рейки при швидкостях нижче 90 км/год обмежується величиною 20 кН безпосереднім зниженням величини струму.

Також пройшли випробування дискові вихрострумове гальма, у яких гальмовий момент електромагнітні котушки створюють у дисках, закріплених на середній частині осі колісної пари, як у звичайного дискового гальма (рисунок 33). Однак ефективність цих гальм обмежена умовами зчеплення коліс з рейками.



1 – металевий диск (ротор); 2 – електромагніти; 3 – корпус; 4 – колесо

Рисунок 33 – Роторне вихрострумове гальмо

У Німеччині раніше робилися спроби розробити, зокрема, роторне вихрострумове гальмо (РВСГ) проектним бюро високошвидкісного руху ДВ (колишніх Державних залізниць ФРН) у 1986 році. Через низку технічних труднощів ці дослідження не були завершені. Однак у той час уже були готові розробки, які стосуються вибору матеріалу ротора й способу регулювання поля в зазорі між ротором і статором (рисунок 34).

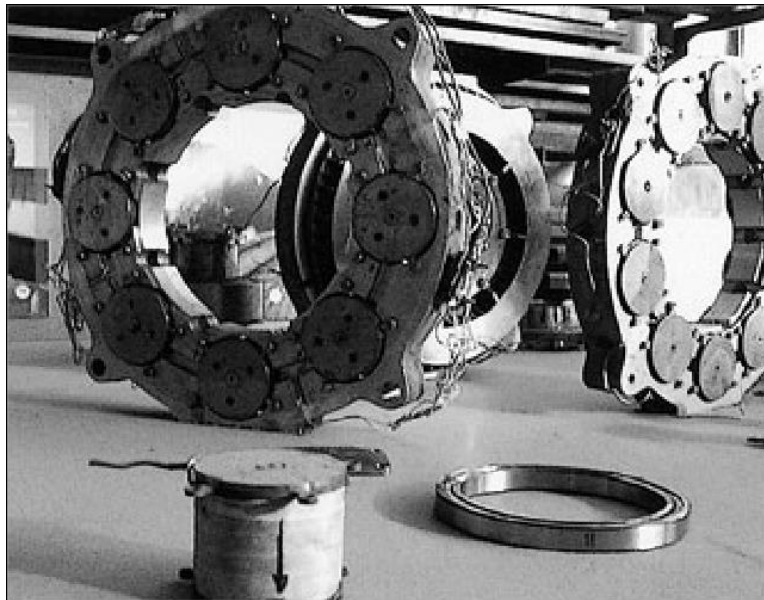


Рисунок 34 – Компоненти РВСГ

Надалі ці розробки були продовжені стосовно автомобільного транспорту і завершилися створенням надійного, економічного й екологічного гальма.

З появою поїздів ICE 3, оснащених лінійним вихрострумовим гальмом (ЛВСГ), переваги останнього стали очевидними. Це гальмо призначене для використання при швидкості 300 км/год і вище на ухилах до 40 ‰, щоб забезпечити ефективне гасіння високої кінетичної енергії, що створюється поїздом на ухилах.

У поїзді ICE 3 довжиною 200 м тягова потужність, а отже, і потужність електродинамічного гальмування становить 8 МВт, максимальна потужність ЛВСГ досягає 13 МВт. Таким чином, у сумі обидва гальма забезпечують потужність 21 МВт.

При використанні ЛВСГ відбувається нагрівання рейок, що призводить до виникнення додаткових напружень у зварних рейкових з'єднаннях, якщо здійснюються постійні гальмування на відрізку невеликої довжини. Поява цих додаткових напружень потребує відповідної конструкції колії з високим опором до викидання (з важкою верхньою будовою баластної колії або колії на жорсткій основі). При цьому не повинна перевищуватися певна температурна межа нагрівання рейок (80 °С для колії на жорсткій основі). Крім того, електричні комутаційні пристрої в колії повинні бути стійкими до вихрових струмів.

Порівняно з ЛВСГ РВСГ має переваги, що забезпечують можливість:

- установа на рухомому складі будь-якого виду;
- часткової підміни фрикційного гальма;
- використання в певному діапазоні швидкості як службового;
- експлуатації без обмежень на будь-яких ділянках колії.

При експлуатації сучасних колодкових або дискових фрикційних гальм колеса випробовують високі термічні навантаження, особливо на зтяжних ухилах (середня термічна потужність досягає 50 кВт на одне колесо); генерується шум високого рівня, особливо у випадку вантажних поїздів (до 91 дБ (А) при швидкості 100 км/год).

Використання в цих умовах коліс із шумопоглинальними елементами (абсорберами) неможливе. У разі застосування дискових гальм деяке зниження рівня шуму можливе шляхом зміни матеріалів пари тертя. У діапазоні високої швидкості таку пару можна скласти зі сталевого диска і металокерамічних гальмових накладок. Вартість її при цьому в 10 разів вища, ніж у тієї, що зазвичай використовується.

Метою розробки РВСГ для залізничного рухомого складу є значне зменшення або повна ліквідація системних недоліків, які притаманні колодковому та дисковому гальмам при збереженні або підвищенні ефективності гальмування. При цьому повинні бути забезпечені надійність, екологічність і економічна ефективність.

В експлуатації РВСГ може частково або навіть повністю замінювати фрикційне гальмо. Наприклад, на вантажних автомобілях з використанням РВСГ виконується від 10 до 25 % гальмувань.

У 2000 році DBAG відновили дослідження в галузі РВСГ, базуючись на технічному рівні, що досягнутий для вихрострумове гальма, яке встановлювалося на вантажних автомобілях.

При використанні РВСГ гальмові сили через колесо передаються на рейки. У цьому відношенні воно не відрізняється від колодкового або дискового гальма. Відмінністю є те, що РВСГ не може бути використане як стоянкове гальмо. Однак воно не

блокує колісні пари, тобто виключає можливість проковзування коліс. Вихрові струми, що створюють силу гальмування, індукуються в гальмовому диску РВСГ лише при обертанні ротора. Якщо частота обертання ротора, а отже, і колісної пари занадто мала, гальмова сила прямує до нуля. Для зупинки в діапазоні низької швидкості необхідно застосовувати фрикційне гальмо.

РВСГ має такі переваги:

- може використовуватися в тривалому режимі, наприклад на зтяжному ухилі;

- не зношується;
- майже безшумне (не більше 30 дБ);
- не утворює металеву пилу при гальмуванні;
- добре регулюється;
- не потребує великих витрат на ТО;
- дає змогу вводити удосконалення;
- не спричиняє блокування колісних пар;
- має великий термін експлуатації;
- не спричиняє нагрівання рейок;
- не впливає на колійні комутаційні пристрої.

У той же час РВСГ має ряд недоліків:

- потребує електропостачання для створення струму збудження;

- не виключає необхідності додаткового застосування фрикційного гальма;

- створює додаткову масу;
- займає додатковий об'єм;
- не замінює магніторейкового гальма;
- під час роботи ротор нагрівається до 400 °С.

Можливі галузі застосування РВСГ:

- як регульовальне гальмо на довгих ухилах. При цьому можливий рух з максимальною швидкістю, що допускається технічними характеристиками колії та рухомого складу;

- в умовах часткої зміни швидкості руху;
- для гальмування з високої швидкості руху до моменту вмикання фрикційного гальма (при швидкості близько 40 км/год).

Сучасне РВСГ для автомобільного транспорту є результатом багаторічних технічних розробок, тому використання його

фахівцями залізниць як бази для власних розробок дає великі вигоди. Матеріал ротора має високу термостійкість і при температурі вище 400 °С майже не розширюється. При цьому його магнітна проникність знижується незначною мірою.

Зазор між ротором та статором (не більше 1,5 мм) підтримується постійним за допомогою відповідного пристрою. Застосування електронного регулювання гальмової сили при сучасному програмному й апаратному забезпеченні дає змогу досягти в експлуатації РВСГ надзвичайно високого ступеня надійності.

3.2 Методика розрахунку лінійних вихрострумів гальм

Частота струму Фуко, що протікає по рейках під час гальмування засобами ЛВГ [1]:

$$f = \frac{V}{2 \cdot \tau}, \quad (8)$$

де V – швидкість руху, м/с;

τ – полюсний крок обмотки, м.

Гальмова сила ЛВСГ:

$$F_B = \frac{4 \cdot B_e^2 \cdot A \cdot y}{\pi \cdot L} \sqrt{1 + \vartheta}, \quad (9)$$

де B_e – індукція магнітного поля у повітряному зазорі;

A – загальний перетин полюсів башмака (активна поверхня башмака);

y – ширина головки рейки;

L – індуктивність електроланцюга рейки;

ϑ – співвідношення поточної швидкості руху до критичної.

$$\vartheta = \frac{V}{V_{кр}}, \quad (10)$$

де $V_{кр}$ – критична швидкість руху (швидкість, для якої досягається найбільша гальмова сила ЛВСГ).

Механічна енергія, яка утворюється при гальмуванні засобами ЛВСГ:

$$W = \int_0^{S_{\Gamma}} F_B \cdot dS_{\Gamma} = \int_0^{S_{\Gamma}} R \cdot I_{\phi}^2 \cdot dt, \quad (11)$$

де S_{Γ} – довжина ділянки колії, на якій здійснюється гальмування;

t – час гальмування;

R – активна складова електричного опору рейки;

I_{ϕ} – струм Фуко.

Робота на гальмування:

$$W = F_B \cdot S_{\Gamma} = \Delta T \cdot c_k \cdot m_k \cdot S_{\Gamma}, \quad (12)$$

де ΔT – підвищення температури рейок при роботі ЛВСГ;

c_k – питома теплоємність матеріалу рейки ($c_k = 462 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$);

m_k – погонна маса рейки ($m_k = 60 \text{ кг/м}$).

$$\Delta T = \frac{F_B}{c_k \cdot m_k} \quad (13)$$

Тема 4. ЕЛЕКТРОДИНАМІЧНІ ГАЛЬМА

Останнім часом широке розповсюдження на моторному рухомому складі отримали електродинамічні гальма (ЕДГ), принцип дії яких оснований на переведенні тягових електродвигунів локомотива в генераторний режим. Тому ці гальма по-іншому називають генераторними. На електровозах і більшості серій тепловозів в електромеханічному приводі колісних пар використовуються, головним чином, електродвигуни постійного струму, які за певних умов можуть виконувати

функцію генераторів електричного струму. На тяговому режимі вони живляться електричною енергією, яку на тепловозі виробляє дизель-генератор; на електровозах вона після необхідного перетворення надходить від контактних проводів.

При гальмуванні подача електроенергії у двигуни припиняється, а в їхні якірні обмотки подається струм збудження. Оскільки якорі через тягові редуктори кінематично взаємодіють з ведучими колесами локомотива, то електродвигуни починають виробляти електричну енергію, на що витрачається кінетична енергія гальмуючого поїзда.

Гальмова сила ЕДГ і величина напруги струму, що виробляється, залежать від частоти обертання якорів електродвигунів (швидкості руху поїзда) і може регулюватися силою струму збудження якоря.

Вироблена двигунами в генераторному режимі електрична енергія після відповідних перетворень може бути повернута в систему енергозабезпечення електровозів. Цей процес називається рекуперацією, а гальмування — рекуперативним. На тепловозах такої можливості немає, тому отримана електроенергія «згоряє» на спеціальних реостатах (реостатне гальмування).

ЕДГ мають високу ефективність, їх схеми досить прості (особливо реостатних); управління ЕДГ і технічне обслуговування також не викликає складнощів.

Використання рекуперативних ЕДГ особливо ефективно на гірських ділянках залізниць, де поїзди по кілька, а то й десятки кілометрів рухаються в гальмовому режимі. Рекуперативне гальмо дає змогу не тільки значно (у 2 – 3 рази) знизити витрату вагонних гальмових колодок, але й повернути в систему енергозабезпечення залізниць до 10 – 15 % електроенергії, витраченої на тягу поїздів.

ЕДГ (реостатне) є основним при регулювальних гальмуваннях сучасних електропоїздів і маневрових тепловозів.

Переважає більшість магістральних вантажних електровозів, які експлуатуються на коліях АТ «Укрзалізниця», відпрацювали свій як нормативний, так і призначений подовжений термін служби [7]. Але й сьогодні плани залізниць по тонно-кілометровій роботі та рекуперації орієнтовані в основному на цей рухомий склад відповідно до [8].

Поїзди з локомотивами, які обладнані електричним гальмом, повинні експлуатуватися з обов'язковим використанням цього гальма. Режим гальмування та місця застосування електричного гальма встановлюються в місцевих інструкціях та режимних картах, які розробляються на основі розрахунків, результатів дослідних поїздок та з урахуванням вимог заводської інструкції з експлуатації цієї серії локомотива.

При цьому гальмова сила не повинна перевищувати максимально допустиме значення за умовами стійкості рухомого складу в колії, за його міцністю та впливом на колію. Таким чином, залишається актуальним аналіз застосування рекуперативного гальмування при прямуванні вантажних поїздів для відстеження тенденцій порівняно з аналогічним періодом та для прийняття відповідних заходів.

Як відомо, рекуперативне гальмування найбільш широко застосовують у магістральних вантажних електровозах для пригальмовування поїздів при русі на затяжних ухилах, а також для зниження швидкості у межах допустимих струмів за зчепленням. При рекуперації кінетична енергія руху поїзда перетворюється на електричну тяговими електродвигунами (ТЕД), що працюють у генераторному режимі. Створений ними при цьому крутний момент прагне затримати обертання пов'язаних з ТЕД колісних пар, чим і досягається ефект гальмування.

Застосування рекуперації зменшує знос гальмових колодок і бандажів колісних пар локомотивів і моторвагонного рухомого складу, знижує експлуатаційні витрати зі зміною гальмових колодок, огляду і ремонту гальмової системи, істотно полегшує управління гальмовим процесом ведення вантажного поїзда, підвищує технічну й дільничну швидкості. Крім того, рекуперативне гальмування дає відчутну економію енергії через те, що віддана до контактної мережі електрична енергія корисно використовується іншими електровозами або електропоїздами, які прямують по цій ділянці.

У разі ж відсутності іншого електрорухомого складу (ЕРС) на цій ділянці контактної мережі віддана електрична енергія розсіюється на стаціонарних резисторах тягових підстанцій або надходить на інвертори. Неможливо відстежити, скільки саме відрекуперованої електричної енергії було використано іншим

ЕРС, тому некоректним є вираз «повернення від рекуперації». Кількість відрекуперованої електроенергії фіксується окремим (рекуперативним) лічильником, установленим на ЕРС поряд з моторним лічильником.

У разі виходу з ладу (відсутності) рекуперативного лічильника, його треба негайно замінити (встановити) при заході електровоза на пункт технічного обслуговування локомотивів (ПТОл), щоб мінімізувати недооблік відрекуперованої енергії. Перед початком кожного звітнього періоду локомотивні депо отримують план тонно-кілометрової роботи, витрат і питомих витрат електроенергії на тягу поїздів з розбивкою за видами руху. Крім того, для вантажного руху (транзитні, збірні та вивізні поїзди) встановлюється план рекуперації. Знаючи план тонно-кілометрової роботи у вантажному русі та план рекуперації, підраховують планову ефективність рекуперації (так звану «питому рекуперацію»), розділивши план рекуперації на тонно-кілометрову роботу у вантажному русі.

При інтегрованій обробці маршрутів машиніста можна відстежувати хід виконання плану рекуперації щоденно (за оперативними звітами ТХО-9 (Звіт про витрати палива або електроенергії на локомотивах та моторвагонному рухомому складі (в межах дільниць роботи локомотивних бригад))) та щодавно (за звітами ТХО-1 (Звіт про витрати палива або електроенергії на локомотиви та моторвагонний рухомий склад бригадами депо)). Після закінчення звітнього періоду підраховується відсоток виконання плану рекуперації та фактична ефективність рекуперації порівняно з плановою; аналізуються причини незастосування рекуперації по кожному поїзду, проведеному без застосування рекуперації.

Виділяють сім основних причин неможливості застосування рекуперативного гальмування:

- несправність збудника (перетворювача);
- несправності схеми;
- проходження на аварійній схемі;
- підвищена напруга в контактній мережі;
- проходження другим (веденим) локомотивом при подвійній тязі;
- рід рухомого складу;

- несприятливі погодні умови.

У разі зниження фактичної ефективності рекуперації важливо з'ясувати об'єктивні та суб'єктивні причини цього явища, перевірити достовірність зазначених об'єктивних причин та вжити заходів для усунення суб'єктивних причин.

Наведемо приклад аналізу причин незастосування рекуперації. Перед виїздом з депо машиніст повинен ознайомитися із записами в журналі технічного стану електровоза про справність рекуперативного обладнання та схеми рекуперації. Рекуперація не застосовується по запису майстра (бригадира ПТОл), а також у першу поїздку після виходу електровоза з ремонту ПР-1 (ТО-3), ПР-2, ПР-3.

Машиніст на місці перевіряє роботу рекуперативного обладнання та схеми рекуперації. При цьому основною несправністю рекуперативного обладнання є невключення або збій налаштувань збудника (перетворювача). До основних несправностей схеми рекуперації належать: невключення високої швидкості мотор-вентиляторів, спрацювання захисту або відсутність зарядки акумуляторної батареї при включенні високої швидкості мотор-вентиляторів, перегорання високовольтної вставки, збій налаштувань швидкодіючих контакторів, відключення БВ (КВЦ) на позиції 02 через спрацювання швидкодіючих контакторів, відсутність струму збудження або струму якоря, помилкове сигналізування лампи РБ, помилкове спрацювання датчика ум. №418, кидок струму в моторному режимі із спрацюванням захисту при підключенні реле рекуперації, різниця струмів рекуперації 100 А і більше між секціями електровоза, повторне спрацювання захисту в моторному або рекуперативному режимах, порушення секвенції, малий струм збудження, часте спрацювання реле оборотів перетворювача тощо.

Слід пам'ятати, що невміле застосування рекуперації може привести до порушення роботи ТЕД. У всіх випадках відключення захисту машиніст зобов'язаний при першій нагоді перевірити стан ТЕД, за можливості усунути виявлені дефекти і зробити відповідний запис у журналі ТУ-152. Якщо стан двигуна такий, що він повинен бути відключений, подальше застосування рекуперативного гальмування виключається. Забороняється

застосування рекуперації після будь-яких аварійних переключень у низьковольтній або високовольтній схемі електровоза.

Тому проходження на аварійній схемі є однією з причин незастосування рекуперації. Важливим питанням є величина напруги в контактній мережі. Зазвичай рекуперативне гальмування застосовується без будь-яких складнощів, коли в контактній мережі напруга перебуває у межах 2,5–3,6 кВ при постійному струмі і не нижче 19 кВ при змінному струмі.

Однак не виключені випадки підвищеної напруги в контактній мережі, особливо на тих ділянках, де тягові підстанції не обладнані пристроями для перетворення (інверторами) або гасіння (резисторами) надлишкової енергії, що повертається у мережу. Підвищена напруга, при якій на електровозі спрацьовує реле підвищеної напруги із загорянням лампи РП, призводить до зриву рекуперативного гальмування і не дає можливості його застосування. При прямуванні подвійною тягою або здвоєним поїздом першим рекуперативне гальмування застосовує машиніст першого (ведучого) електровоза.

Машиніст другого (веденого) електровоза здійснює рекуперативне гальмування тільки за вказівкою машиніста ведучого електровоза. У разі ж відсутності такої вказівки машиністу веденого електровоза забороняється застосовувати рекуперацію. При неправильному формуванні поїзда, коли в його першій третині є порожні вагони, існує небезпека їх видавлювання завантаженими вагонами при застосуванні рекуперації.

Крім того, при веденні поїзда з порожніх вагонів рекуперативне гальмування малоефективне і застосовується тільки для незначного пригальмовування. Такі причини незастосування рекуперації відносять до графи «за родом складу».

Небажано застосовувати рекуперацію при несприятливих погодних умовах:

- ожеледь, гроза – при значному коливанні напруги в контактній мережі погіршується струмознімання;

- дрібний дощ, снігопад, снігові замети значно погіршують коефіцієнт зчеплення, можуть привести до виникнення явища «юз» і утворення повзунів на поверхні колісних пар.

Для запобігання явищу «юз» у колісних пар у режимі рекуперативного гальмування необхідно своєчасно і регулярно

приводити в дію пісочниці електровоза особливо при несприятливих метеорологічних умовах, при проходженні в кривих, на переїздах, а також при реалізації великих гальмових зусиль.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Бабаєв, А. М. Принцип дії, розрахунки та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць [Текст] : навч. посібник / А. М. Бабаєв, Д. В. Дмитрієв. – Київ : ДЕТУТ, 2007. – 176 с.

2 Мошков, А. А. Разработка рациональной конструкции блока дискового тормоза для скоростных грузовых и высокоскоростных пассажирских вагонов [Текст] : дис. ... канд. техн. наук. / А. А. Мошков. — Москва : МИИТ 2014. — 217 с.

3 Равлюк, В. Г. Методичні вказівки до практичних занять з дисципліни «Гальмові системи вагонів міжнародного сполучення» [Текст] / В. Г. Равлюк, Я. В. Дерев'янчук. – Харків : УкрДАЗТ, 2011. – Ч. 1. – 14 с.

4 Крегер, У. Лінійні вихростумові гальма [Текст] / У. Крегер // *Glaser's Annalen*. – 1985. – № 9. – С. 368 – 374.

5 Бабаєв, А. М. Вихроструміві гальма рейкового транспорту [Текст] / А. М. Бабаєв, А. С. Смірнов // *Техніка залізниць*. – 2015. – №4 (32). – С. 50 – 53.

6 Буато, М. Гальмівне обладнання поїздів TGV-Atlantique [Текст] / М. Буато, Б. Крістіан // *Revue Generale des Chemins de Fer*. – 1987. – № 9. – С. 7 – 19.

7 Ліхушин, Є. В. Аналіз застосування рекуперативного гальмування при прямованні вантажних поїздів [Електронний ресурс]. – Режим доступу : // <https://railway-publish.com/articles-icut-magazine/articles-lokomotiv-inform/8303-analiz-zastosuvannya-rekuperativnogo-galmuvannya-pri-pryamuvanni-vantazhnih-poyizdiv.html>

8 Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України [Текст] : ЦТ – ЦВ – ЦЛ - 0015. – затв. наказом Укрзалізниці від 07.06.01 № 312-Ц. – Київ : Укрзалізниця, 2002. – 146 с.

9 Мартинов, І. Е. Розрахунки теплових режимів при гальмуванні [Текст]: метод. вказівки / І. Е. Мартинов, В. Г. Равлюк, І. М. Афанасенко. – Харків : УкрДАЗТ, 2015. – 36 с.

10 Коренівський, М. В. Гальмове устаткування вагонів міжнародного сполучення [Текст]: навч. посібник / М. В. Коренівський, В. Ф. Головка, Я. В. Дерев'янчук. – Харків : УкрДАЗТ, 2007. – 101 с.

11 ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних) [Текст]. – [Дійсний 01.07.2015] – 2015. – 162 с.

12 RAILWAY APPLICATIONS - STRUCTURAL REQUIREMENTS OF RAILWAY VEHICLE BODIES – Part 2: Freight wagons. EN 12663-2.

