

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет «Будівництво, архітектура та інфраструктура»
(назва факультету)


«Транспортна інфраструктура»
(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи
ОС «магістр»
(ступінь вищої освіти)

на тему: Особливості вимог до гальм пасажирських вагонів швидкісного руху сполученням Україна-ЄС
за освітньою програмою «Інтероперабельність і безпека на залізничному транспорті»

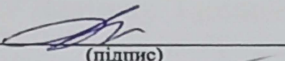
зі спеціальності: 273 Залізничний транспорт
(шифр і назва спеціальності)

Виконав: студент групи: ІН2226


(підпис студента)

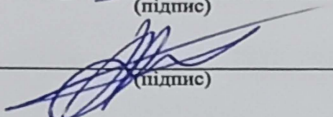
/ Валерій ВАСЕЦЬКИЙ /
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник:


(підпис)

/ проф. Леонтій МУРАДЯН /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

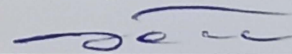
Нормоконтролер:


(підпис)

/ зав. каф. Олексій ТЮТЬКІН /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент


(підпис)

Дніпро – 2024 рік

Ministry of Education and Science of Ukraine
Ukrainian State University of Science and Technologies

Building, architecture and infrastructure

(faculty)

Transport infrastructure

(department)

Explanatory Note

to Master's Thesis

Master

(higher education degree)

on the topic: Peculiarities of requirements for brakes of high-speed passenger cars
on the Ukraine-EU route

according to educational curriculum Interoperability and safety in railway transport

in the Specialization: 273 Railway Transport

(Specialization and its code)

Done by the student of the group: IH2226

/ Valeriy VASETSKYI /

(name, surname)

Scientific Supervisor:

/ Prof. Leontii MURADIAN /

(position, name, surname)

Normative controller:

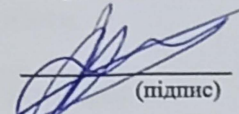
/ Head of Dept. Oleksii TIUTKIN /

(position, name, surname)

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: «Будівництво, архітектура та інфраструктура»
Кафедра: «Транспортна інфраструктура»
Рівень вищої освіти: «Магістр»
Освітня програма: «Інтероперабельність і безпека на залізничному транспорті»
Спеціальність: 273 «Залізничний транспорт»
(шифр та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
«Транспортна інфраструктура»


(підпис) Олексій ТЮТКІН
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)
Дата 22.01.2023

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу

ОС «магістр»
(ступінь вищої освіти)

студенту Васецькому Валерію Анатолійовичу

(Прізвище, Ім'я По батькові)

1. Тема роботи: «Особливості вимог до гальм пасажирських вагонів швидкісного руху сполученням Україна-ЄС»

Керівник роботи: Мурадян Леонтій Абрамович, д.т.н., професор
(Прізвище, Ім'я, По батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом від «26» квітня 2023 р. № 360ст

2. Строк подання студентом роботи: «15» січня 2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: Результати експлуатаційних випробувань дискових гальм пасажирських вагонів.

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

Вступ. Розділ 1. Міжнародні транспортні коридори Розділ 2. Розвиток залізничного транспорту в Україні та за кордоном. Розділ 3 Основні прилади гальмівного обладнання пасажирських вагонів. Розділ 4 Дискові гальма рухомого складу. Розділ 5. Дослідження гальмової ефективності пасажирських вагонів з дисковим гальмом на стадії проектування. Розділ 6 Ефективність впровадження швидкісного руху поїздів. Висновки.

5. Перелік графічного матеріалу:

Презентація за матеріалами досліджень 12 слайдов.

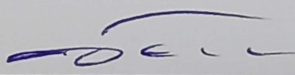
6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Завдання видав: (підпис консультанта, дата)	Завдання прийняв: (підпис студента, дата)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

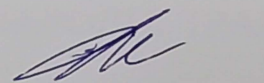
№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Розділ 1. Міжнародні транспортні коридори.	30.10.2023-19.11.2023	
2	Розділ 2. Розвиток залізничного транспорту в Україні та за кордоном.	30.10.2023-19.11.2023	
3	Розділ 3 Основні прилади гальмівного обладнання пасажирських вагонів.	20.11.2023-17.12.2023	
4	Розділ 4 Дискові гальма рухомого складу.	20.11.2023-17.12.2023	
5	Розділ 5. Дослідження гальмової ефективності пасажирських вагонів з дисковим гальмом на стадії проектування.	20.11.2023-17.12.2023	
6	Розділ 6 Ефективність впровадження швидкісного руху поїздів.	20.11.2023-17.12.2023	
4	Перевірка роботи на наявність збігів текстових (літерних і цифрових) символів та графічних фрагментів. Отримання відгуку.	08.01.2024-14.01.2024	
5	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	15.01.2024	
6	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	Згідно з планом ЕК	

Студент


(підпис)

Валерій Васецький
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи


(підпис)

Леонтій МУРАДЯН
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи магістра:

109 стор., 30 рис., 12 табл., 43 літературних джерел.

Об'єкт розробки – дискові гальмі пасажирських вагонів.

Мета роботи – є дослідження особливостей вимог до гальм пасажирських вагонів швидкісного руху сполученням Україна-ЄС що дозволить підвищити ефективність роботи рухомого складу для міжнародного сполучення..

Метод дослідження – аналіз конструкцій гальмівних систем вагонів, аналіз вимог до конструкції гальм пасажирських вагонів, математичне моделювання.

В магістерській роботі проведено дослідження особливостей вимог до гальм пасажирських вагонів швидкісного руху сполученням Україна-ЄС щодо ефективності їх роботи..

Встановлено відмінності в технічних умовах експлуатації пасажирських вагонів Європейського Союзу та Укрзалізниці (різниця ширини колії, різні конструкції автозчіпного обладнання, відмінності в опорах на ковзуни та пари п'ятник-підп'ятник, особливості гальмівного устаткування). Виконаний розрахунок гальмової ефективності пасажирських вагонів з дисковим гальмом.

Обґрунтовано доцільність використання гальмівних накладок для швидкісного рухомого складу.

Ключові слова: ВАГОНИ, РУХОМИЙ СКЛАД, ДИСКОВІ ГАЛЬМА, ШВИДКІСНОЇ РУХ, ТЕРТЯ, МІЖНАРОДНІ ТРАНСПОРТНІ КОРИДОРИ.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 МІЖНАРОДНІ ТРАНСПОРТНІ КОРИДОРИ	12
2 РОЗВИТОК ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ В УКРАЇНІ ТА ЗА КОРДОНОМ	18
3 ОСНОВНІ ПРИЛАДИ ГАЛЬМІВНОГО ОБЛАДНАННЯ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ	25
4 ДИСКОВІ ГАЛЬМА РУХОМОГО СКЛАДУ	53
5 ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЛЬМОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ З ДИСКОВИМ ГАЛЬМОМ НА СТАДІЇ ПРОЕКТУВАННЯ	85
6 ЕФЕКТИВНІСТЬ ВПРОВАДЖЕННЯ ШВИДКІСНОГО РУХУ ПОЇЗДІВ	99
ВИСНОВКИ	106
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	107

					033.226584.MP.000 ПЗ				
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>					
<i>Розроб</i>		<i>.Васецький В.А..</i>			Особливості вимог до гальм пасажирських вагонів швидкісного руху сполученням Україна-ЄС			<i>Арк</i>	
<i>Перев.</i>		<i>Мурадян Л.А.</i>					6		110
<i>Н. Контр.</i>						УДУНТ, ІН2226(8ІН)			
<i>Затв.</i>									

ВСТУП

Виникає необхідність пропозиції клієнтам безпроблемного, швидкісного пересування вантажів і пасажирів єдиному євразійському транспортному просторі, тобто. вирішення питань інтероперабельності.

Під інтероперабельністю розуміється здатність транс'європейської системи залізниць забезпечувати безпечний і безперервний рух поїздів, що відповідає експлуатаційним вимогам до цих доріг.

Прийняття рішень у сфері технічного регулювання в ЄС забезпечується на рівні Парламенту та Ради Європейського Союзу та оформляється у формі Директив, Регламентів або інших документів технічних специфікацій експлуатаційної сумісності інтероперабельності (далі – ТСІ), виконання яких є обов'язковим для всіх членів ЄС.

Підготовку проектів цих рішень, з технічного боку, а також розробку технічної документації, зокрема проектів ТСІ, які мають прямі посилання на європейські стандарти та визначають рівень технічної гармонізації та сумісності європейських залізниць, здійснює Європейське залізничне агентство (ERA) та створені ним робочі групи.

Директиви з експлуатаційної сумісності залізниць визначили завдання у галузі розробки ТСІ для підсистем залізничного транспорту, вимоги до їх складання та розробки методів сертифікації (підтвердження відповідності) елементів залізничної системи вимогам специфікацій.

Безпосередньо у ТСІ відбито основні параметри, тобто. будь-яка регламентна, технічна та експлуатаційна умова, важлива з погляду інтероперабельності. Причому кожен основний параметр повинен бути пов'язаний, як мінімум, з однією з основних вимог:

- безпека;
- надійність та доступність;
- охорона здоров'я;

					<i>031. 226584.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		7

- захист навколишнього середовища;
- Технічна сумісність.

ТСІ визначають мінімальний та максимальний рівень технічної гармонізації та розробляються для всіх підсистем залізничного транспорту.

Структура ТСІ дозволяє визначати та описувати:

- основні вимоги для кожної підсистеми та межі взаємодії з іншими підсистемами;
- характеристику підсистеми (функціональні та технічні специфікації, правила з експлуатації, правила за змістом, кваліфікація персоналу, вимоги щодо безпеки та охорони праці тощо);
- складові частини експлуатаційної сумісності (перелік, допустимі характеристики та специфікації складових частин);
- оцінку сумісності складових частин та підсистем, процедури оцінки відповідності або придатності для використання елементів системи;
- вказівки щодо впровадження специфікації, зокрема особливі випадки технічних рішень;
- вказівки щодо ревізії та зміни специфікації.

Вимоги щодо досягнення експлуатаційної сумісності транс'європейської системи звичайних залізниць відносяться до проектування, будівництва, запуску в експлуатацію, модернізації, оновлення, експлуатації та утримання складових частин цієї системи, а також професійної підготовки та кваліфікації персоналу, який бере участь в експлуатації та утриманні системи.

В ЄС введення в експлуатацію означає отримання допуску на підсистему або її складові національним органом з питань залізничної безпеки. Орган з безпеки не дасть згоди на експлуатацію, якщо нотифікований орган із сертифікації не проведе оцінки відповідності даної підсистеми або її складових з одержанням позитивних результатів відповідно до вимог ТСІ.

					<i>031. 226584.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		8

Остаточне завдання всі елементи залізничної системи мають бути визначені у відповідних ТСТІ та введені у правове поле ЄС.

Правові основи діяльності залізничної системи ЄС:

- правові акти найвищого рівня рішення Європейської Комісії, доповненнями до яких є ТСТІ;

- до введення відповідних ТЗІ з окремих технічних питань правові акти країн ЄС у вигляді списків чинних технічних приписів та стандартів, з їхньою нотифікацією Європейською Комісією. Ці акти мають бути опубліковані та загальнодоступні;

- інші спільні для ЄС правові акти, дотримання яких є умовою допуску пристроїв для експлуатації;

- законодавство у сфері безпечної експлуатації залізничної системи Директива європейського Парламенту та Ради 2004/49/ЄС від 29.04.2004 про безпеку на залізницях Співдружності та ін.

Сьогодні в ЄС три держави Латвія, Литва, Естонія мають колію 1520 мм, Фінляндія колію 1524 мм, Польща та Словаччина мають окремі залізничні лінії колії 1520 мм, є також невеликі ділянки в Угорщині та Румунії. ЄС на сухопутних переходах межує з чотирма державами, які не є членами ЄС, це білорусь, Молдова, росія та Україна та які мають колію 1520 мм. Розробка проекту будівництва колії 1520 мм Україна Словаччина Австрія.

У 2006 році з ініціативи ЄС та прибалтійських держав була створена Контактна група ОСЗ/ЄРА (далі Контактна група). У ході загальних засідань було вирішено укласти договір про проведення робіт з аналізу взаємодії та сумісності залізничних систем колії 1520/1524 мм, які входять та не входять до ЄС, а також розглянути у рамках цієї роботи питання інтероперабельності між собою та із системою колії 1435 мм.

З країн-членів ОСЗ за підтримку цієї діяльності виступили Білорусь, Латвія, Литва, Польща, росія, Словаччина, Україна та Естонія, представники

					<i>031. 226584.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		9

яких поруч із представниками ЄКА та РНЦФ увійшли до складу Контактної групи.

Основними завданнями Контактної групи є:

- аналіз технічних вимог для технічної та експлуатаційної сумісності залізничної системи 1520 мм;
- Порівняння цих вимог з основними параметрами залізничної системи 1435 мм;
- підготовка матеріалу (технічної інформації), яка може стати основою для відображення у ТСІ ЄС основних параметрів залізничної системи 1520 мм;
- визначення заходів для збереження та покращення існуючої технічної та експлуатаційної сумісності на кордоні СНД ЄС.

Основою роботи Контактної групи є «Меморандум про взаєморозуміння». Робота Контактної групи передбачає створення дев'яти загальних документів, визначених Меморандумом:

1) комплекту з 7 документів щодо аналізу параметрів для технічної та експлуатаційної сумісності різних підсистем колії 1520 мм:

- Інфраструктура. Шлях та колійне господарство (INF);
- Енергопостачання (ENE);
- сигналізація, централізація, блокування та зв'язок (CCS);
- Вантажні вагони (WAG);
- Пасажирські вагони (PAS);
- локомотиви та моторвагонний рухомий склад (LOC);
- Експлуатаційна діяльність (OPE).

2) комплекту з 2 документів щодо заходів для збереження та покращення існуючої технічної та експлуатаційної сумісності на кордоні ЄС СНД:

- кордон 1520/1520 (1520/1520);
- кордон 1435/1520 (М 1435/1520).

					<i>031. 226584.МР.000 ПЗ</i>	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		10

Метою дослідження є дослідження особливостей вимог до гальм пасажирських вагонів швидкісного руху сполученням Україна-ЄС що дозволить підвищити ефективність роботи рухомого складу для міжнародного сполучення.

Для досягнення цієї мети необхідно вирішити такі завдання:

- визначити доцільність експлуатаційної сумісності рухомого складу залізниць України з вимогами залізниць країн-учасниць ОСЗ;
- провести аналіз конструктивних особливостей гальмівного обладнання пасажирських вагонів.
- провести розрахунок гальмової ефективності пасажирських вагонів з дисковим гальмом;
- проаналізувати ефективності впровадження швидкісного руху за кордоном;
- розрахувати економічний ефект від запровадження швидкісного руху на залізничному транспорті.

Об'єкт дослідження. Вагони міжнародного сполучення з дисковими гальмами .

Предмет дослідження: ефективність використання дискових гальм на пасажирських вагонах.

Методи дослідження: аналіз конструкцій гальмівних систем вагонів, аналіз вимог до конструкції гальм пасажирських вагонів, математичне моделювання.

Матеріал дослідження. В процесі виконання роботи використовувалася технічна література, нормативна документація, у напрямку дослідження, матеріали, що зібрані в Інтернеті.

					<i>031. 226584.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>11</i>

1 МІЖНАРОДНІ ТРАНСПОРТНІ КОРИДОРИ

1.1 Основні міжнародні залізничні організації

Радикальні політичні та економічні зміни, що відбулися в країнах Центральної та Східної Європи справили помітний вплив на транспортну галузь. Перспективи підвищення конкурентоспроможності залізниць на ринку транспортних послуг обумовлені такими фундаментальними характеристиками залізничного транспорту, як висока екологічність та низька енергоємність. Крім того, залізниці в порівнянні з іншими видами транспорту за однакової пропускної спроможності займають менші площі.

Питання міжнародних залізничних перевезень на Євразійському континенті займаються певною мірою міждержавні загальнотранспортні організації. Насамперед, це Європейська конференція міністрів транспорту.

У галузі лише залізничного транспорту діють дві спеціалізовані міжнародні організації, у яких відбувається багатостороннє співробітництво держав. Це Організація співробітництва залізниць (ОСЗ), виконавчий орган якої - Комітет ОСЗ - знаходиться у Варшаві (Польща), і Міжурядова організація міжнародних залізничних перевезень (ОТІФ) зі штаб-квартирою в Берні (Швейцарія).

На території країн колишнього СРСР утворено координуючий орган – Раду залізничного транспорту держав-учасниць СНД, у якій беруть участь голови адміністрацій та органів управління залізничним транспортом держав СНД. Ця Рада має ряд рис міждержавної організації, тому пропонується визначити її як міждержавну організацію квазі.

Окрім міждержавних організацій діє низка організацій, членами яких є залізниці як суб'єкти приватного права. Це передусім Міжнародний союз залізниць (УІС) та Міжнародний комітет залізничного транспорту (СІТ).

Названа вище Організація співробітництва залізниць має подвійний статус, оскільки, крім Наради Міністрів, одним із керівних органів цієї

					<i>031. 226584.МР.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		12

організації є Конференція генеральних директорів залізниць, на якій генеральні директори або їхні представники представляють залізниці як суб'єкти приватного права, а прийняті Конференцією рішення не накладають зобов'язань на держави.

Однією із важливих проблем залізничного транспорту України є інтеграція до Європейської транспортної системи. Така інтеграція забезпечуватиметься прямим залізничним сполученням між Сходом та Заходом континенту у міжнародних транспортних коридорах, частина яких пройде територією України та обслуговуватиметься Укрзалізницею. Тому пасажирські вагони, окрім відповідності галузевим нормативам України та СНД, повинні задовольняти вимоги наступних пам'яток організації співробітництва залізниць (ОСЗ):

- про 501 «Основні вимоги до вагонів у міжнародному сполученні»;
- Про+ Р 500 «Габарити рухомого складу та наближення будов»;
- про 512 «Уніфікація колісних пар вагонів, призначених для міжнародного сполучення на умовах СМПС/СМГС»;
- про 514/2 «Рішення щодо уніфікації типів та основних розмірів підшипників кочення у вагонах, що курсують у міжнародному сполученні»;
- Р 521/1 «Експлуатаційні умови, яким має відповідати змішана тягова зчіпка для попереднього допуску у міжнародному сполученні»;
- про 522/1 «Технічні умови, яким має відповідати автозчеплення доріг членів ОСЗ та доріг членів МСЗ»;
- Р 544/3 «Правила гальмівних розрахунків для колії 1435 мм»;
- Р 544/2 «Коефіцієнт перерахунку розрахункової сили гальмівного натискання вагонів колії 1520 мм у гальмівну масу вагонів колії 1435 мм та навпаки»;
- Р 549/1 «Рекомендація по регулюванні тормозов пассажирских и грузовых вагонов при перестановке тележек с колеи 1435 мм на 1520 мм»;

					<i>031. 226584.МР.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>13</i>

- О 581/1 «Позначення габаритів на вагонах міжнародного сполучення»;
- О+ Р 581/2 «Уніфікація написів на пасажирських та вантажних вагонах»;
- Р 582 «Правила застосування цифрової системи позначення вантажних та пасажирських вагонів»;
- Р 582/0 «Правила позначення рухомого складу».

1.2 Характеристика транспортних коридорів

Залізничні сполучення держав - членів ОСЗ є значними за своєю протяжністю (від 5000 до 10 000 км і більше) з подвійною зміною колії при русі в одному напрямку (1435 мм - 1520 мм - 1435 мм) і великою кількістю перетинів кордонів на дорозі. Більше того, організація перевезенням на маршрутах ОСЗ у повідомленні між Європою та Азією регулюється правилами та положеннями, які певною мірою відрізняються від тих, що діють у Західній Європі.

Відповідно до Положення про ОСЗ основним напрямом діяльності організації є розвиток та вдосконалення міжнародних залізничних перевезень, насамперед, у повідомленні між Європою та Азією. включаючи комбіновані перевезення. В рамках ОСЗ завершується розробка теми транспортних коридорів ОСЗ та їх параметрів, які є продовженням системи загальноєвропейських коридорів. У роботі взяли участь експерти всіх країн — членів ОСЗ.

У процесі розробки схеми головних залізничних напрямів (коридорів) були використані матеріали загальноєвропейських транспортних коридорів, прийняті на Криті, в Хельсінкі та Санкт-Петербурзі, матеріали коридором ТРАСЕКА, маршрути Трансазіатської залізниці, розроблення ЕСКАТО ООН.

При розвитку мережі міжнародних транспортних коридорів виходили з такого визначення: міжнародний транспортний коридор — це комплекс

					<i>031. 226584.МР.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		14

наземних залізничних магістралей і залізнично-водних переправ з сучасним технічним оснащенням, призначений для концентрації в ньому міжнародних транзитних перевезень з мінімальними термінами доставки вантажів і пасажирів, що володіє економічних показників.

Коридори розділені на три категорії:

- широтного спрямування (Схід-Захід);
- меридіонального напрямку (Північ – Південь);
- ті, що займають проміжне положення між коридорами широтного та меридіонального напрямків.

Основні вимоги до транспортних коридорів такі:

- коридор повинен проходити основною магістральною залізницею, якою здійснюється або здійснюватиметься у майбутньому великий обсяг міжнародних перевезень вантажів та пасажирів;
- коридор повинен відповідати міжнародним технічним параметрам або повинен бути модернізований відповідно до вимог Угоди про міжнародні магістральні залізничні лінії (СМЖЛ);
 - коридор повинен проходити територією кількох держав;
 - маршрут коридору повинен проходити по найкоротшій відстані між вантажоутворюючими та вантажопогашальними центрами.

У системі ОСЗ функціонують 13 транспортних коридорів. Географічно вони охоплюють майже всі країни - члени ОСЗ від Заходу до Сходу та від Півночі до Півдня. Їх основа була закладена в 1996 р., коли ОСЗ визначила 13 основних залізничних маршрутів у сполученні між Європою та Азією на основі вантажоперевезень, що здійснюється між країнами двох континентів. У 1996-2001 рр. організація провела аналіз географічних, технічних та експлуатаційних показників та технічного оснащення 13 коридорів, збрала дані щодо інфраструктури та перетинів кордонів, а також вивчила шляхи вдосконалення технології вантажних перевезень. Результатом цієї роботи стали всебічні заходи, вироблені для вдосконалення організації міжнародних

					<i>031. 226584.МР.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>15</i>

представлені заходи щодо розвитку залізничної інфраструктури по кожній ділянці коридору і показаний хід їх реалізації, представлена порівняльна динаміка обсягів перевезень вантажів, яка досягнута в результаті реалізації зазначених вище заходів. Техніко-експлуатаційні показники з паспортами показують технічну оснащеність і «вузькі місця» коридора по кожній ділянці, дають характеристики терміналів, пункти перетину кордонів та систему транспортного законодавства та тарифів.

Основні заходи, передбачені Комплексним планом, країни — члени ОСЖД (крім країн, які одночасно є членами ЄС) виконали і виконують своїми силами та засобами.

					<i>031. 226584.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>17</i>

2 РОЗВИТОК ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ В УКРАЇНІ ТА ЗА КОРДОНОМ

2.1 Оцінка залізничного транспорту в Європі

Європейські магістральні та місцеві лінії сьогодні мають загальний оборот 75 млрд євро на рік, кількість зайнятих –1 млн чол. Щорічні інвестиції у дослідження становлять 250 млн євро.

Європейська залізнична постачаюча індустрія характеризується такими показниками:

- оборот – 25 млрд євро на рік;
- частка у світовому ринку - 60 %, експорт превалює над імпортом;
- Інвестиції в дослідження – 1 млрд євро на рік. Залізниці сьогодні мають збільшити свою частку на ринку транспортних послуг у зв'язку з розширенням попиту на перевезення та зміною регуляторної політики. Бізнес-стратегії залізничних компаній спрямовані на конкуренцію з національними та міжнародними операторами транспортного ринку та розвиток транскордонних партнерства з іншими його учасниками для забезпечення нових привабливих видів послуг. Такі бізнес-стратегії вимагають наявності спільних для всіх залізниць інформаційних технологій, цілей та технічних характеристик інфраструктури.

Залізничним компаніям необхідно надавати повний комплекс транспортних послуг або самим, або за посередництвом інших підприємств. Це дозволить залучати приватний капітал і розвивати глобальний сервіс, як, наприклад, створення комплексів «торговельний центр на станції», що дозволяють клієнтам робити покупки «у дверей» залізничної станції, або укладання контракту на вантажоперевезення тільки з одним експедитором.

Європейська залізнична мережа діє по всьому континенту, але залишається національно чи навіть місцево орієнтованою. Вже зараз це безпечна та енергетично ефективна транспортна система, здатна перевозити

					<i>031. 226584.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		18

значну кількість пасажирів і вантажів з зростаючими швидкостями та з мінімальним екологічним впливом.

Рейковий транспорт може працювати на електроенергії, отриманої з використанням різних технологій, і тому є менш залежним від викопної рідкої вуглеводневої сировини, ніж конкуруючі види транспорту. Значного поліпшення показників його роботи можна досягти за подальшого розширення таких технологічних рішень, як високошвидкісні поїзди (рис. 1.2), технологія нахилу кузова, вагони «легкої залізниці», передові системи сигналізації та управління рухом.

Надання послуг з доставки пасажирів до міжнародних аеропортів дає ще одну можливість для розвитку залізничного транспорту. Як приклад можна назвати лінії Париж – аеропорт «Шарль де Голль», Лондон – Хітроу та Амстердам-Шифоль. Успіх «човникових» поїздів між аеропортами та містами обумовлений тим, що великі аеропорти є важливими генераторами пасажиро- та вантажопотоків на широкому внутрішньому та міжнародному рівнях.

Рейковий транспорт тепер став партнером авіації у сфері міжнародних перевезень. Поїздки високошвидкісними залізничними лініями можуть замінювати авіаперельоти на короткі відстані (до 500 км). За рахунок використання рейкового транспорту можна значно знизити загальний рівень шуму в кварталах, прилеглих до аеропортів, наприклад, шляхом скорочення кількості нічних авіарейсів.

1950 року населення світу становило 2,5 млрд осіб. У 2000 році воно зросло до 6 млрд, а до 2030 року очікується, що ця цифра перевищить 8 млрд. Сьогодні в країнах, що розвиваються, живе майже 80% населення земної кулі; більша частина очікуваного приросту доведеться саме на ці держави і відбудеться головним чином у міських зонах (рис. 1.8).

					<i>031. 226584.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		19

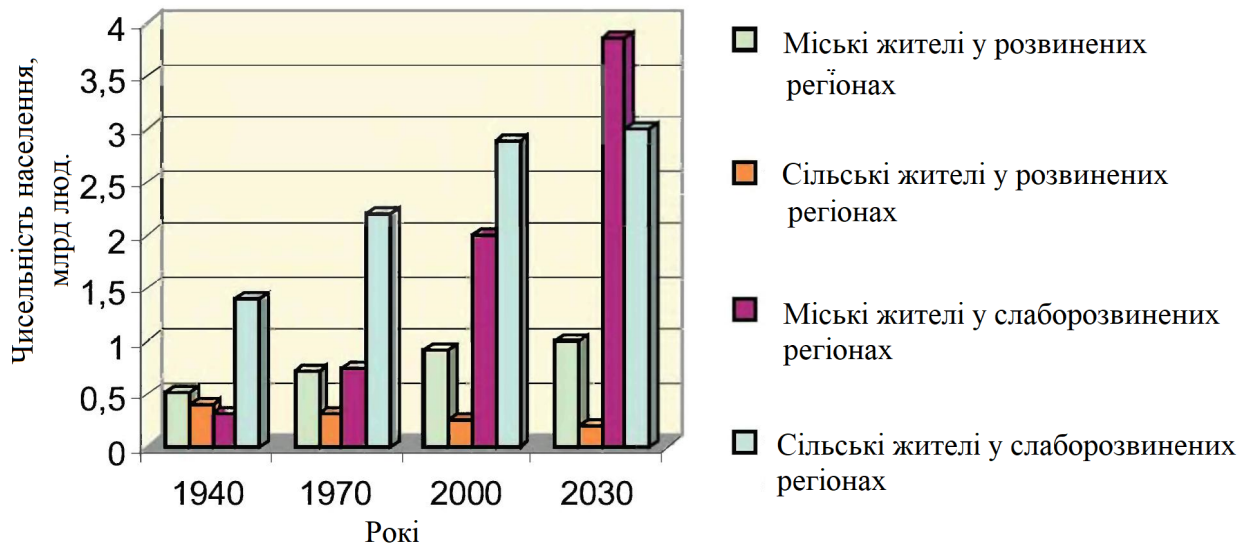


Рис. 2.1 Розподіл населення в світі

За прогнозами кількість мегаміст у світі досягне 23, вісімнадцять з яких будуть знаходитися в країнах, що розвиваються. Таке значне зростання чисельності населення вимагатиме збільшення кількості споживчих товарів, робочих місць, навчальних закладів, місць проведення дозвілля, розширення транспортної інфраструктури, а також створить значні проблеми у сфері водо- та енергоспоживання. Ефективні транспортні системи мають стати наріжним комнем стабільного економічного розвитку та відіграти значну роль у скороченні бідності на планеті.

Транспорт має ключове значення в економічному розвитку всіх регіонів світу. Швидка моторизація та недостатні інвестиції в транспортну інфраструктуру, її зарегульованість призводять до втрати продуктивності транспорту та уповільнення економічного зростання, а також до збільшення енергоспоживання та до перевантаженості транспортних магістралей, що негативно впливає на навколишнє середовище, здоров'я та безпеку людей.

Погано розвинена інфраструктура і перевантаженість транспорту підвищують вартість товарів, що перевозяться, і виключають для багатьох верств населення доступ до робочих місць, навчальних закладів, медичних установ та інших життєво важливих послуг. Найбільш уразливими щодо

цього є жінки, діти, люди похилого віку і з низькими доходами, т. е. ті, хто особливо залежить від громадського транспорту задоволення своїх потреб у пересуванні.

Інвестиції в залізничний та інші види громадського транспорту йдуть на благо всім верствам населення та покращують економічну ситуацію по всьому світу. Транспортні системи з домінуванням автомобільного руху для багатьох людей залишаються недоступними і не гарантують стабільного економічного розвитку, особливо в країнах, що розвиваються..

2.2 Впровадження швидкісного руху в Україні

Залізнична мережа України органічно вписується до європейської мережі через Польщу, Словаччину, Угорщину, Румунію, Молдову. Потенційні можливості країни щодо залучення додаткових міжнародних транспортних потоків досить великі. Обсяг відповідних перевезень вже найближчим часом може бути збільшено на 25...30%. Проте вигідне, з погляду транспортних перевезень, геополітичне розташування України зараз не використовується повною мірою, тому важливим завданням є інтеграція залізничного транспорту до загальноєвропейської транспортної системи шляхом приведення українських ділянок транс'європейських транспортних коридорів у відповідність до міжнародних технічних параметрів. Насамперед це стосується підвищення швидкості руху поїздів до 160...200 км/рік.

Згадана проблема є складною та багатоплановою, її вирішення може відбуватися у такій послідовності: дослідження наявного закордонного досвіду та передумов в Україні щодо організації швидкісного руху поїздів; розробка нормативно-технічної бази для проектування реконструкції залізниць; визначення першочергових напрямів та оптимальне розподілення інвестицій на об'єкти (дільниці), що підлягають реконструкції.

					<i>031. 226584.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>21</i>

З урахуванням виконаних досліджень та наведених вище даних розвиток швидкісного залізничного руху в Україні пропонується здійснювати поетапно.

1-й етап — запровадження прискореного руху пасажирських поїздів до 160 км/год, вантажних — до 100 км/рік пропонується здійснити в умовах змішаного вантажного та пасажирського руху існуючими залізничними лініями на напрямках транспортних коридорів, включених до міжнародної мережі. Це має бути здійснено без істотної перебудови цих ліній, але з модернізацією плану та профілю, а також постійних пристроїв та споруд.

2-й етап - впровадження швидкісного руху пасажирських поїздів до 200 км/год, вантажних - до 120 км/рік. Це також може бути виконано на існуючих залізничних лініях, проте потребує більш істотної реконструкції ліній та використання нового рухомого складу. Експлуатація таких доріг майже несумісна з одночасним рухом пасажирських та вантажних поїздів, тому потребує різкого скорочення інтенсивності руху останніх, зменшення їхньої маси та переведення більшої частини вантажного руху на паралельні ходи.

І третій етап - реалізація цього етапу, тобто впровадження швидкості руху більше 200 км/рік, належить до віддаленої перспективи. Для створення високошвидкісної магістралі необхідні спеціалізований рухомий склад і окрема траса, спеціальні конструкції колії, колійних пристроїв та штучних споруд.

Дослідження передумов для впровадження швидкісного руху поїздів міжнародними залізничними коридорами України, виконані теоретичні розрахунки та проведені експерименти дозволяють зробити такі висновки: сьогодні на жодному напрямі міжнародних транспортних коридорів, які примикають безпосередньо до України, швидкісний рух у сусідніх країнах не запроваджено. Аналіз концепцій та проектів у цих країнах дає підстави вважати, що прийняті у 2000 р. за участю України рекомендації ОСЗД щодо формування топології мережі швидкісних залізниць буде підтримано,

					<i>031. 226584.МР.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		22

насамперед Польщею, Словаччиною, Угорщиною, на напрямках, що примикають до транспортних коридорів України.

2.3 Мережі запровадження швидкісного руху за кордоном у напрямку України

Оскільки мережа Українських залізниць взаємодіє з мережею інших країн, насамперед Польщі, то підготовленість сусідніх регіонів до впровадження швидкісного руху має для України неабияке значення.

В Україні розроблено та прийнято Концепцію організації швидкісного та високошвидкісного руху, яка передбачає поетапні підвищення на існуючих залізничних лініях швидкостей руху пасажирських поїздів до 160...200 км/рік, а надалі — перехід на спорудження спеціалізованих високошвидкісних магістралей (ВСМ) зі швидкістю руху поїздів до 350 км/год.

Польща. Литва. Польські залізниці у рамках найважливіших міжнародних угод АСЗ та АСТС передбачають модернізацію коридору Е-30 (Згожець-Катовіце-Медика) [1], що є також «Критським» транспортним коридором №3, частина якого проходить територією України. Технічні параметри коридору повинні забезпечувати рух пасажирських поїздів зі швидкістю 160 км/год та вантажних - не менше 120 км/год за максимального осьового навантаження 22,5 кН. Одночасно передбачено модернізувати прикордонний перехід Медика-Мостиська. Не виключено, що роботи з модернізації прикордонного переходу будуть включені до плану модернізації всього напрямку Пшемішль—Львів.

Чехія та Словаччина, Програмами розвитку залізниць Чехії передбачено впровадження швидкісного руху у напрямку України: Ширидинг-Хеб-Пльзень-Прага-Колін-Острова. На частині коридору, що проходить по території Чехії, передбачається до 2010 р. модернізувати лінію для забезпечення швидкостей руху 140...160 км/рік.

					<i>031. 226584.МР.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		23

Словацька Республіка планує запровадити до 2010 р. швидкісний рух (до 160 км/рік) за маршрутом: кордон із Чехією—Жиліна—Попрад—Татри—Кошице—Чіерна над Тисоу—Чоп.

Угорщина. Програмами розвитку залізниць Угорщини намічено впровадження швидкісного руху у напрямку України: Відень-Хедьюшхалом-Будапешт-Мішкольц-Захонь-Чоп. Максимальні швидкості руху на цій лінії становитимуть 140...160 км/рік. Повна реконструкція відповідно до положень європейських угод СМЗ вже виконана на ділянці Хедьюшхалом — Будапешт, яка є складовою «Критського» коридору №4, де можливе курсування швидкісних пасажирських поїздів у напрямку Відня зі швидкістю 160 км/год.

Румунія, Молдова. Румунські залізниці визначили запровадження швидкісного руху (до 140 км/рік) у напрямку України: Бухарест-Унгені.

Швидкісну мережу Молдови у напрямку України визначено проектом модернізації колійної інфраструктури Унгені-Кишинів-Бендери-Роздільна з виходом до Києва (швидкість руху до 160 км/рік).

					031. 226584.МР.000 ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		24

Розподільник повітря (рис. 3.1) складається з магістральної частини 11 з режимним перемикачем, кришки 1 з камерою додаткової розрядки КДР і прискорювача екстреного гальмування 3. У корпусі кришки 1 розташовані фільтр 13, буферний пристрій 2 і камера додаткової розрядки об'ємом 1 . У корпусі магістральної частини розміщені магістральний та перемикальний органи. Магістральний орган має магістральний поршень 12, 9 головний і відсікові 10 золотники. Вільний поздовжній хід головного золотника у хвостовику магістрального поршня становить 7 мм. У корпусі 11с лівої сторони вкручена заглушка 8 з наскрізним отвором до запасного резервуару ЗР. Заглушка є упором для пружини склянки буфера відпустки 7.

На хвостовик пробки 6 режимного перемикача надіта ручка 14, що має три положення:

Д - ручка нахилена у бік магістрального відведення. При такому положенні ручки розподільник повітря працює в довгоскладних пасажирських поїздах і у вантажних поїздах;

К - вертикальне положення. У такому положенні ручка повинна знаходитися, коли розподільник повітря включений до пасажирського поїзда нормальної довжини (до 20 вагонів включно);

УВ - похилий у бік гальмівного циліндра. У цьому випадку прискорювач екстреного гальмування вимкнено. У такому положенні ручка повинна бути в тих випадках, коли розподільник повітря при службовому гальмуванні мимоволі спрацює на екстрене гальмування.

У корпусі прискорювача екстреного гальмування 3 запресована втулка і знаходиться прокладка поршня 5 прискорювача екстреного гальмування, а також сідло зривного клапана 4. Поршень 5 ущільнений гумовою манжетою і має в диску отвір діаметром 0,8 мм, що повідомляє порожнину між проклад поршнем. Зривний клапан своїм виступом входить у напівколідовий паз лапи поршня 5 прискорювача екстреного гальмування із зазором (по вертикалі) 3,5 мм при нижньому положенні поршня та клапана.

					<i>031. 226584.МР.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		26

3.1.2 Електроповітророзподільник № 305-000

Конструкція. Електроповітророзподільник (ЕВР) (рис. 3.2), що застосовується в пасажирських поїздах з локомотивною тягою, кріпиться до робочої камери (РК), до якої знизу прикріплений перемикач (ПК), а зліва - повітророзподільник (ВР) № 292-001 .

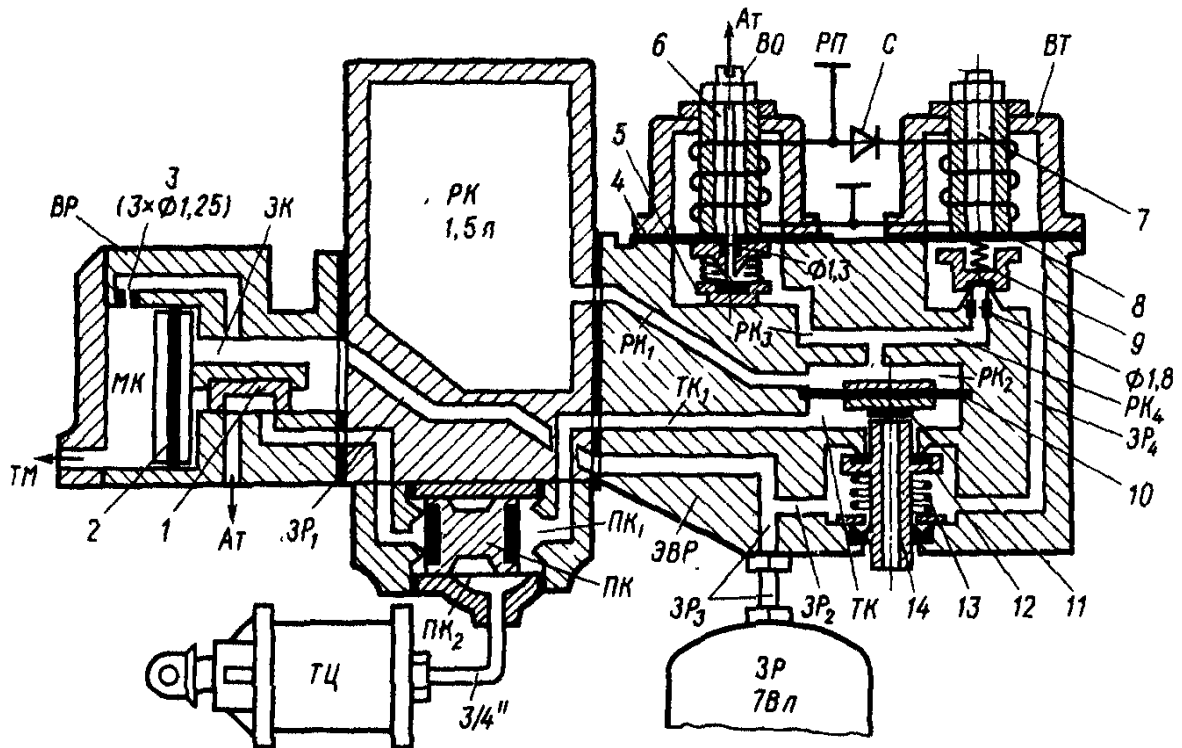


Рис. 3.2 - Електроповітророзподільник № 305-000

ЕВР складається з електричної та пневматичної частин. Електрична частина містить вентиль гальмування ВТ і відпустки. Котушки вентилів відокремлені від пневмоканалів сталевими діафрагмами 4 і 8, причому в діафрагму 4 вбудований ніпель з отвором діаметром 1,3 мм. Якорі 5 і 9 котушок вентилів забезпечені гумовими шайбами. У ланцюг котушки ВТ включений селеновий діод С.

Пневматична частина ЕВР містить гумову діафрагму 10, до каркасу якої знизу кріпиться гумова шайба випускного 11 клапана. Діафрагма 10

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

031. 226584.МР.000 ПЗ

Арк
27

взаємодіє з трубкою 14, гумове кільце 12 якої, притискає пружиною 13 до сидла, утворює впускний клапан.

Зарядження запасного резервуара стисненим повітрям. Постійний струм на затискачі ЕВР не подається. Стиснене повітря з гальмівної магістралі надходить у запасний резервуар таким шляхом: магістраль ТМ, камера МК, отвори 3, золотникова камера ЗК, канали ЗР1, ЗР3, резервуар ЗР об'ємом 78 л. Робоча камера РК повідомляється при цьому з атмосферою через канали РК1, РК2, РК3, відкритий клапан вентиля ВО, дросельний отвір діаметром 1,3 мм, осьовий отвір у гвинті 6. Гальмівний циліндр ТЦ також повідомляється з атмосферою ПК2, ПК1, канал ТК1, гальмівну камеру ТК, відкритий випускний клапан.

3.2 Прилади гальмівного обладнання необхідні для курсування швидкісних поїздів колією 1435 мм.

3.2.1 Вивчення схеми розміщення пневматичного та механічного обладнання на вагоні міжнародного сполучення

Розташування обладнання гальма КЕ на вагонах. До складу гальмівного обладнання пасажирського вагона міжнародного з'єднання входить розподільник повітря 20 типу КЕs (рис. 3.3), запасні резервуари 22 і 23, два скидають клапани 3, які з'єднані з гальмівними циліндрами 14, протиюзові регулятори 1, встановлені на кожній осі колісної пари. На протилежному боці вагона до торця осі однієї колісної пари приєднано датчик 29 регулятора швидкісного режиму.

					<i>031. 226584.МР.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		28

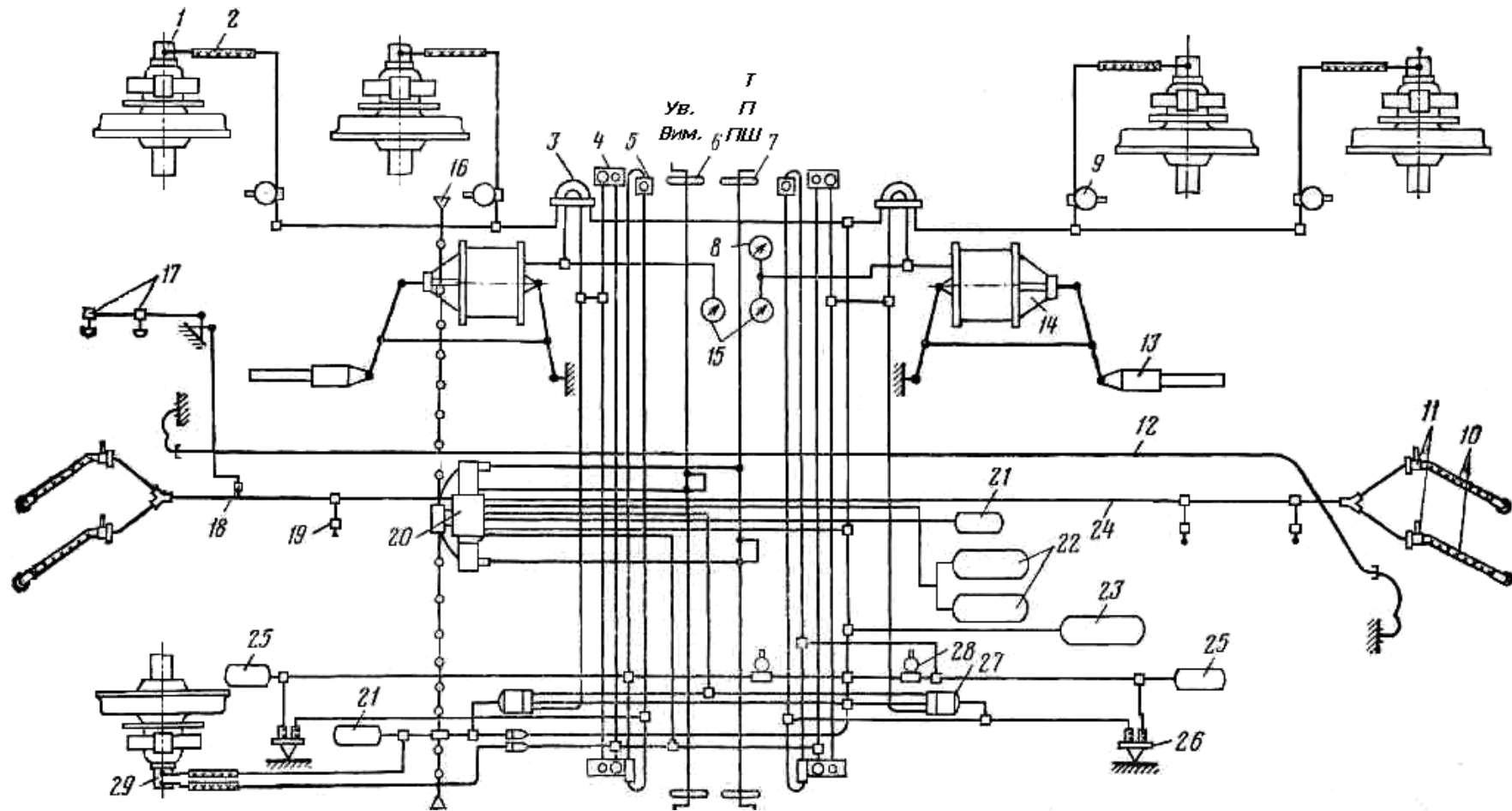


Рис. 3.3 - Схема розташування обладнання гальма КЕ на пасажирському вагоні міжнародного сполучення

На вагоні також змонтований перемикаючий важіль 6 роз'єднувального крана з показником положення включення та виключення гальма, важіль 7 з показником перемикання режиму гальма G(T) вантажний, P(П) пасажирський, R(ПШ) пасажирський швидкісний, повідець 16 для часткового або повного випуску повітря з робочої камери через випускний клапан, 15 манометри для спостереження за тиском повітря в гальмівних циліндрах. Такий самий манометр 8 є в тамбурі або у службовому відділенні вагона. Кнопковий клапан 4 призначений для перевірки дії двоступеневого реле тиску розподільника повітря і датчика 29 регулятора швидкісного режиму на стоянці поїзда.

Магістральний повітропровід 24 приєднаний до кронштейна розподільника повітря. На повітропроводі є кінцеві крани 11, гнучкі сполучні рукави 10, крани екстреного гальмування (стоп-крани) вітчизняні 19 ум. № 163 та західноєвропейського типу 18 з тросовим механічним приводом до рукояток 17 у кожному купе вагона.

На трубі до датчиків протитюзного пристрою і вантажного авторежиму встановлені запірні клапани 9 і 28 для автоматичного припинення випуску повітря із системи у разі обриву шлангів 2 на шляху прямування поїзда.

Резервуари 21 та 25 є додатковим обсягом у системі автогальма. Кожен візок вагона має важільну передачу з регулятором 13 типу SAB. На пасажирських вагонах серій 14 та 77, випущених у 1969—1970 р., та серій 84 та 85, випущених у 1975 р., прокладено електромагістраль 12 для електропневматичного гальма. На вагонах серії 15 встановлені запасні резервуари об'ємом 100 (основний) та 150 л (додатковий) та два гальмівні циліндри діаметром 16". На вагонах інших серій обсяги запасних резервуарів становлять 150 і 200 л відповідно, а гальмівні циліндри мають діаметр 18".

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>30</i>

3.2.2 Будова та робочі процеси повітророзподільника типу KEs

Повітророзподільник KEs є основним пристроєм пневматичного гальма KE-GPR пасажирських вагонів міжнародного сполучення серій 14, 15 та 77, що експлуатуються на залізницях колії 1435 зі швидкостями до 140-160 км/год. Такі вагони обладнані протиюзовими пристроями, тому на них, крім основного запасного резервуара, є додатковий збільшений обсяг.

На вагонах серії 15 встановлені запасні резервуари об'ємом 100 л (основний) і 150 л (додатковий) і два гальмівні циліндри діаметром 16". На вагонах серій 14 і 77 обсяги запасних резервуарів складають відповідно 150 і 200 л, а гальмові Будова. Повітророзподільник KEs є комплектом обладнання, яке кріпиться на спеціальному кронштейні. У комплект входять: кронштейн 9 (рис. 3.4) - незнімна частина з вагона розподільника повітря; головна частина (повітророзподільник) типу KEs, який складається з органу трьох тисків 3 робочої камери 2 з випускним клапаном 1; прискорювач екстреного гальмування 5 типу EB3; двоступеневе реле тиску 10 типу Du 21; клапан 7 типу RF1 для заряджання додаткового резервного резервуара.

Труби, які підходять до розподільника повітря KEs від резервуарів, встановлених на рамі вагона, приєднуються до кронштейна 9 за допомогою муфт і при знятті вузлів повітророзподільника від кронштейна не відокремлюються. Гальмівна магістраль проходить крізь кронштейн і приєднується до нього двома муфтами 8. Інші муфти призначені для приєднання труб: 11 від додаткового запасного резервуара; 13 - від гальмівних циліндрів; 14 - від основного запасного резервуару; 15 - від осьового відцентрового регулятора; 16 - від резервуару прискорювача екстреного гальмування.

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>31</i>

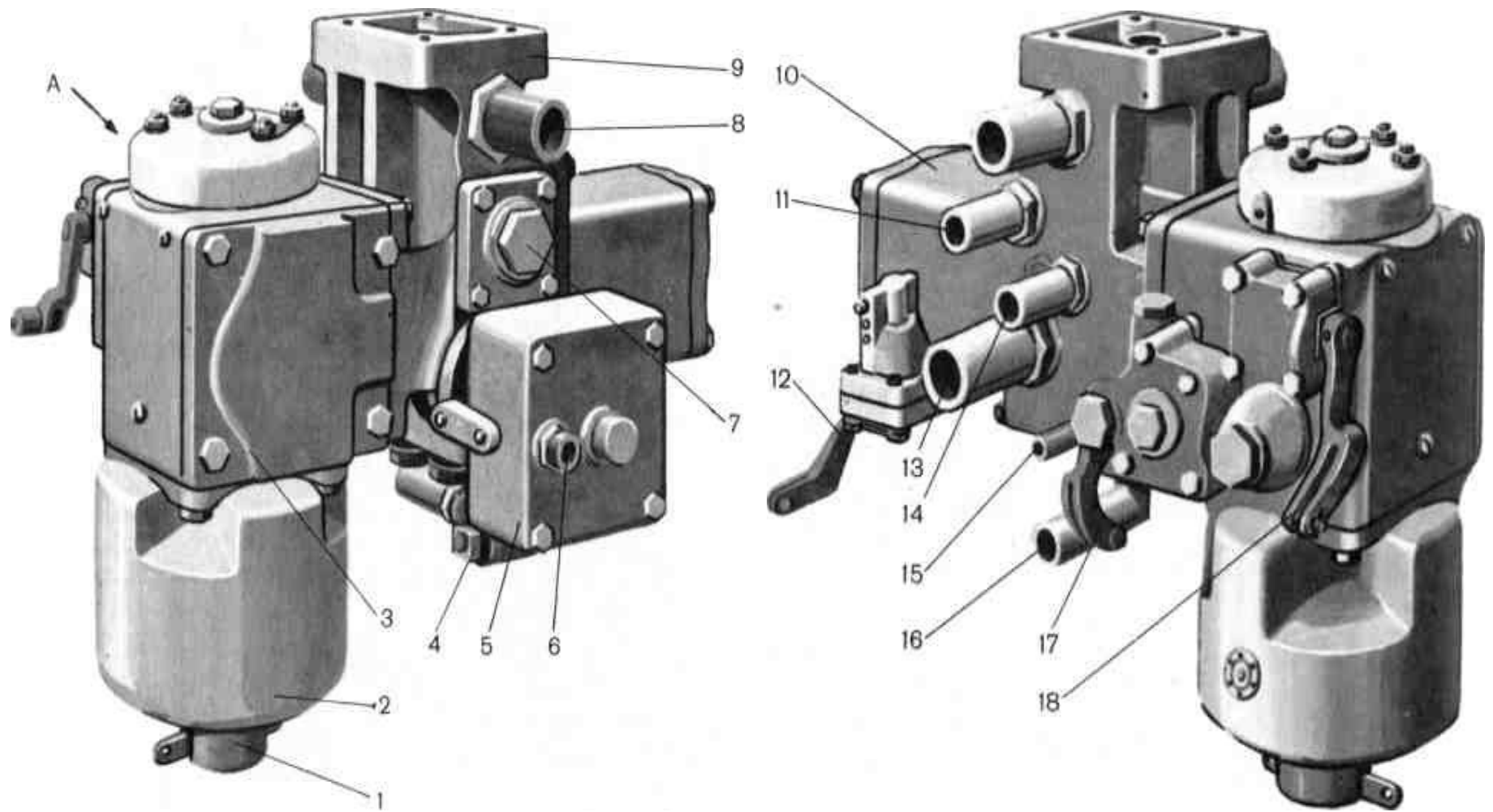


Рис. 3.4 - Комплект повітророзподільника KES

Повітророзподільник KEs має три режими гальмування: R – швидкісний, P – пасажирський, G – вантажний. Включення на той чи інший режим здійснюється рукоятками 12 і 18 перемикачів режимів реле тиску та головної частини, які з'єднані з валом, розміщеним упоперек вагона. Наприкінці цього валу насаджені ручки, виведені на бічні сторони рами вагона. Увімкнення та вимкнення повітророзподільника KEs виконується рукояткою 17, з'єднаною з іншим валом аналогічно рукояткам перемикачів режимів.

Прискорювач 5 також обладнаний перемикачем 4 режимів, який не має рукоятку і постійно включений на швидкісний режим. Вимикається прискорювач краном 6.

Повітророзподільник KES при гальмуванні здійснює наповнення гальмівних циліндрів вагона стисненим повітрям з основного запасного резервуара, об'єм якого підбирається з урахуванням отримання максимального тиску в циліндрах.

Додатковий запасний резервуар підключається послідовно через клапан RF1 до основного та служить для збільшення запасу стисненого повітря, необхідного для відновлення тиску в гальмівних циліндрах при частому спрацьовуванні протиюзових пристроїв.

У повітророзподільнику KEs як ущільнюючі та розподільні елементи використовуються гумові діафрагми, манжети та клапани з гумовими ущільненнями та відсутні металеві деталі, які необхідно притирати. Це дозволяє значно спростити обслуговування розподільників повітря в експлуатації, а при ремонті найчастіше обмежитися лише заміною несправних гумових деталей..

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
						33
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

3.2.3 Додаткове обладнання гальмівної системи вагонів західноєвропейського типу

3.2.3.1 Протіюзовий регулятор

До складу пристрою належать: осьовий датчик, випускний клапан та запобіжний клапан.

Осьовий датчик М2в (рисунок 3.4) встановлюється на буксі рухомого складу. Принцип роботи полягає в наступному: при обертанні вкладиша разом з віссю колісної пари підшипники перекочуються щодо кільця в одну або другу сторони по нахилених площинах. Під час руху вагона колісна пара, гільза та всі змонтовані в ній деталі, у тому числі й маховик обертається синхронно. Звичайні прискорення та уповільнення колісної пари не порушують синхронність обертання. Як тільки уповільнення обертання колісної пари буде значним (більше 4 м/сек²), маховик по інерції обертається разом з кільцем на малий кут. Це призводить до спрацьовування запобіжного клапана та випускного клапана, що забезпечує швидкий випуск повітря з гальмівного циліндра в атмосферу. Колісні пари відновлюють обертальний рух.

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
						34
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

швидкісного регулювання застосовується на електровозах НС, а також вагонах міжнародного з'єднання з гальмом КЕс.

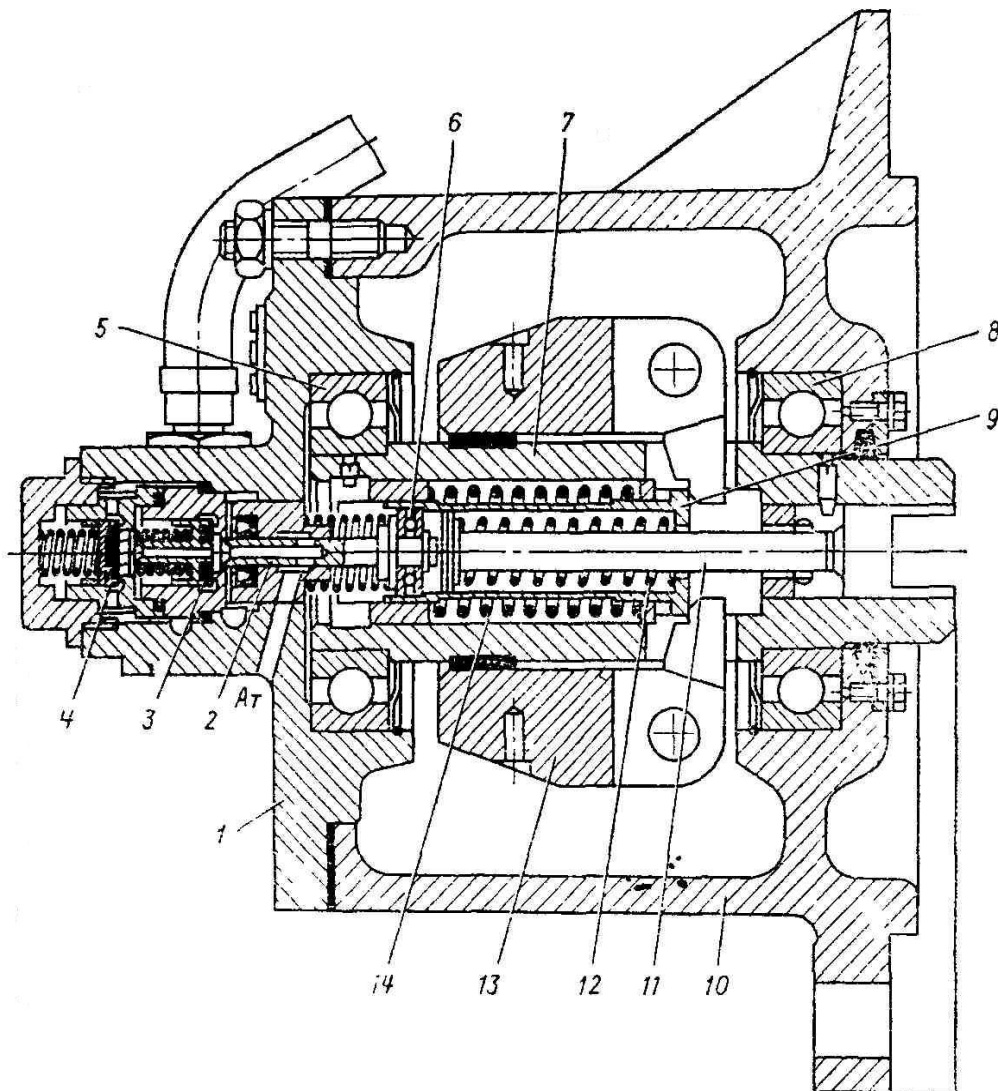


Рис. 3.5 – Осьовий відцентровий датчик ДАКО

Швидкісний відцентровий датчик ДАКО (рис. 3.5) складається з корпусу 10, закритого кришкою 1, в якій розташовані клапани 3 і 4. У кулькових підшипниках 5 і 8 обертається валик 7 з вантажами 13, закріпленими на ньому шарнірно. Разом з валиком здійснює обертальний рух склянку 9 з пружинами 12, 14 і стрижнем 11. Стрижень 2 з осьовим каналом і радіальними отворами, переміщається в осьовому напрямку і контактує з стержнем оборотним 11 через упорний підшипник 6.

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

031.185254.MP.000 ПЗ

Арк
36

Таким чином, підвищено натискання гальмівних колодок забезпечується при швидкості більшій за 80 км/год, а зворотний перехід на нормальне натискання відбувається при швидкості нижчій за 60 км/год. Такий інтервал виключає часті коливання тиску за невеликих змін швидкості руху.

Також основним вимогам збільшення швидкості є застосування дискового гальма. Опис якого буде наведено нижче.

3.3 Вимоги, яким має відповідати гальмо для пасажирського рухомого складу з пневматичним керуванням, щоб бути допущеним у повідомленні на залізничній мережі МСЗ та ОСЗ згідно з пам'яткою 0+P/541:

- 1) Повітророзподільник повинен відповідати всім вимогам за наявності лише одного магістрального повітропроводу у поїзді. Для гальмування необхідно зменшити тиск у цьому повітропроводі, для відпустки необхідно збільшити тиск, що встановився при гальмуванні, на певну величину;
- 2) У разі розриву магістрального повітропроводу повітророзподільник повинен забезпечувати автоматичне екстрене гальмування;
- 3) При пневматичному управлінні повітророзподільник повинен задовільно працювати з іншими пневматичними гальмами, що застосовуються в експлуатації;
- 4) Повітророзподільник повинен бути придатним для роботи в гальмівній системі з повітряною магістраллю, що має діаметр умовного проходу 32 мм (1 1/4 дюйма) або 25 мм (1 дюйм);
- 5) Нормальна величина тиску в гальмівній системі встановлюється 5 кгс/см², а й збільшення чи зменшення цієї величини до 1 кгс/см². не повинно порушувати роботу розподільника повітря. При більш значних відхиленнях нормального тиску в гальмівній системі розподільник повітря не повинен викликати експлуатаційних труднощів;
- 6) Для отримання повного гальмування робочий тиск у магістралі має бути

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
						37
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

знижено на 1.4 – 1.6. кгс/см²;

- 7.1) при початковій зарядці стисненим повітрям розподільника повітря не попадає в гальмівний циліндр. При закінченні зарядки розподільник повітря повинен бути готовим до дії, проте повинна бути можливість ще до закінчення зарядки викликати гальмування шляхом значного зниження тиску в магістральному повітропроводі;
- 7.2) гальмо має бути повністю відпущене і готове до наступного гальмування, коли тиск у магістральному повітропроводі досягне величини не менше, ніж на 0,15 кгс/см² нижче нормального тиску, а тиск у гальмівному циліндрі в цей момент нижче 0,3 кгс/см² ;
- 7.3) допускається застосування розподільників повітря, що мають два режими відпустки - ступінчастий і безступінчастий. При цьому розподільник повітря на режимі ступінчастої відпустки повинен задовольняти всім пунктам цих вимог і мати перемикач для можливості включення режиму ступінчастої або безступінчастої відпустки;
- 8) При проведенні випробувань на окремих вагонах чутливість розподільника повітря повинна відповідати наступним умовам:
- 8.1) розподільник повітря не повинен реагувати на падіння тиску в магістральному повітропроводі з 5 кгс/см² зі швидкістю 0,3 кгс/см² в хв.;
- 8.2) якщо тиск у магістральному повітропроводі падає з 5 кгс/см² на 0,6 кгс/см² протягом 6 сек., то розподільник повітря повинен реагувати на це не пізніше, ніж через 1,2 сек;
- 9) При екстреному гальмуванні із застосуванням прискорювача екстреного гальмування або без нього швидкість поширення гальмівної хвилі повинна становити не менше ніж 250 м/сек. Вона розраховується як приватне від розподілу довжини повітряної магістралі від гальмівного крана машиніста до кінцевого крана хвостового вагона на якийсь час з моменту постановки ручки крана в положення екстреного гальмування до початку пуску повітря в гальмівний циліндр хвостового вагона;

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
						38
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

- 10) При підвищенні тиску в гальмівній магістралі понад нормальний тиск 5 кгс/см² до 6 кгс/см² протягом 2 з переведенням ручки крана машиніста з поїзного положення у відпускне, з подальшим поверненням ручки крана машиніста в поїздне положення не повинно відбуватися спрацьовування розподільника повітря ;
- 11) Повітророзподільник повинен забезпечувати у гальмівних положеннях поповнення витоків повітря у гальмівному циліндрі із запасного резервуара, а живлення запасного резервуара з гальмівної чи живильної магістралі. При випробуванні розподільника повітря на окремому вагоні після виробленого гальмування зниження тиску в гальмівному циліндрі, що викликається витоків повітря через отвір діаметром 1 мм, повинно бути не більше 0,2 кгс/см². при будь-яких системах гальм. Якщо магістральний повітропровід повністю виснажений, то живлення гальмівного циліндра повинно здійснюватися із запасного резервуара до повного виснаження;
- 12) Конструкція розподільника повітря повинна забезпечити можливість прямування вагона як у пасажирському, так і у вантажному поїзді. Розподільник повітря може бути обладнаний пристроєм для зміни режимів. При вантажному режимі розподільник повітря повинен відповідати таким вимогам, які встановлені для розподільника повітря вантажного вагона (зміна дії у зв'язку зі зміною ваги вагона не потрібна). Допускається застосування розподільників повітря з одним пасажирським режимом;
- 13) На крутих і затяжних спусках повинна забезпечуватися невичерпність гальм поїзда, що складається з 30 вагонів. При нормальному тиску, що дорівнює 5кгс/см², після багаторазових ступенів гальмування і відпустки повинна забезпечуватися можливість отримання тиску в гальмівних циліндрах мінімум 85% від величини тиску, який досягався після екстреного гальмування при нормальному зарядному тиску в магістралі.

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>39</i>

Під час багаторазових гальмування та відпустки тиск у гальмівних циліндрах не повинен знижуватися нижче $0,3 \text{ кгс/см}^2$. При включенні пасажирського вагона до вантажного поїзда його розподільник повітря на вантажному режимі повинен задовольняти вимоги щодо невичерпності, передбачених для вантажного розподільника повітря;

- 14) При випробуваннях поїзда зі складом із 30 вагонів при зниженні тиску в магістралі на $0,3 \text{ кгс/см}^2$, що виробляється з нормального тиску 5 кгс/см^2 , дія гальм повинна поширюватися до останнього вагона за час не більше 5 с;
- 15) При повному службовому та екстреному гальмуванні максимальний тиск у гальмівному циліндрі повинен становити $3,8 \pm 0,1 \text{ кгс/см}^2$;
- 16) При випробуванні на окремому вагоні при екстреному гальмуванні час наповнення гальмівного циліндра має бути в межах 3 - 5 с, рахуючи від початку впуску повітря в гальмівний циліндр до досягнення в ньому 95% максимального тиску;
- 17) При випробуванні на окремому вагоні час відпустки після повного службового гальмування, починаючи з початку зниження тиску в гальмівному циліндрі до тиску $0,4 \text{ кгс/см}^2$ у ньому, має бути в межах 15-20 с. Для повітророзподільників, що мають згідно з п. 3.7.3 режим безступінчастої відпустки, час на цьому режимі має становити 8-12 секунд;
- 18) При відпустці гальм після повного гальмування поїзда, що складається з 15 4-вісних вагонів, час від початку відпустки до досягнення тиску $0,4 \text{ кгс/см}^2$ у гальмівному циліндрі останнього вагона повинен становити не більше 25 с;
- 19) Повітророзподільник повинен забезпечувати нормальну дію за температур $\pm 50^\circ\text{C}$;
- 20) Може бути прийнятий варіант з двома повітропроводами, за умови, що цей варіант нормально працюватиме при взаємодії з іншими гальмами з

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
						40
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

одним повітропроводом.

3.4 Обов'язкові та рекомендаційні вимоги до гальмівного обладнання пасажирських вагонів згідно TSI "locomotives and passenger rst

3.4.1 Загальні положення

Гальмівна система поїзда повинна гарантувати можливість зменшення або підтримки швидкості на похилих ділянках колії, а також можливість зупинки поїзда в межах максимально допустимої гальмівної колії. Вона також має гарантувати фіксацію поїзда. Первинними факторами, що впливають на гальмівну характеристику, є енергія, що витрачається на гальмування (гальмівна сила), маса поїзда, опір коченню поїзда, швидкість, прилипання та градієнт колії.

Для керованих транспортних засобів у різних формуваннях поїзда індивідуальна робота транспортного засобу повинна забезпечувати максимальну продуктивність гальмівної системи.

Продуктивність гальмівної системи визначається профілями уповільнення (уповільнення = F (швидкість) та еквівалентний час відповіді); відсотком гальмівної маси (λ), гальмівна маса або гальмівний шлях також використовуються, і можуть бути визначені (безпосередньо або через гальмівний шлях) обчисленням від профілів уповільнення.

Продуктивність гальмівної системи може змінюватись в залежності від завантаження поїзда чи транспортного засобу.

Мінімальна продуктивність гальмівної системи, необхідна для керування поїзда на наміченій швидкості, залежить від особливостей колії (сигнальна система, максимальна швидкість, градієнти) та є характеристикою інфраструктури.

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
						41
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4.2 Функціональні вимоги

Одиниці мають бути обладнані:

- функцією головного гальма, що використовується під час обслуговування та екстреного гальмування;
- функцією гальма стоянки, що використовується, коли поїзд зупинений, що дозволяє утримувати гальмо без бортових джерел енергії протягом необмеженого проміжку часу;

Система головного гальма поїзда має бути:

- безперервна: сигнал застосування гальма передається по контрольній лінії з центрального пульта по всьому поїзду.
- автоматична: негайна активація гальма на всіх транспортних засобах поїзда у разі неполадок (несправність контрольної лінії).

Розподіл енергії гальмування повинен розглядатися на стадії проекту, і не повинен викликати пошкодження компонентів гальмівної системи в нормальних умовах експлуатації; це має бути перевірено обчисленнями.

При проектуванні гальмівної системи необхідно включати засоби контролю та тестів.

Максимальне середнє уповільнення, при використанні всіх гальм, включаючи гальмо незалежно від прилипання колеса/рейки, повинно бути нижчим ніж 2.5 м/с^2 ; ця вимога пов'язана з поздовжнім опором шляху (інтерфейс з інфраструктурою; див. CR INF TSI).

Продуктивність гальмівної системи повинна залежати від контрольної лінії гальма, і її зменшення означає наявність збою в електроживленні чи поломкою іншого джерела енергії.

Зокрема, має бути забезпечена достатня енергія гальмування, що розподіляється вздовж поїзда, сумісного з проектом гальмівної системи, щоб гарантувати застосування необхідної гальмівної сили. Випадки успішного застосування гальма потрібно (постійно) використовувати під час

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
						42
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

проектування гальмівної системи

У разі ненавмисного поділу поїзда на дві частини частини повинні бути зупинені; гальмівна здатність двох частин поїзда не обов'язково повинна бути ідентичною гальмівною здатністю в нормальному режимі.

У разі перебою з енергією гальмування або неполадок у системі електроживлення, повинно забезпечуватися можливість утримування одиниці з максимальним навантаженням у постійному положенні (проектна маса під винятковим навантаженням) на 35%-му градієнті при використанні гальма тертя однієї тільки головної гальмівної системи протягом, по принаймні дві години.

У гальмівної системи управління має бути три способи контролю:

- екстрене гальмування: застосування у найкоротший час зумовленого гальма для зупинки поїзда з певним рівнем роботи гальма.

- нормальне гальмування: використання гальма, що регулюється, для керування швидкістю поїзда, включаючи зупинку та тимчасову стоянку.

- стоянкове гальмування: використання сили гальма для утримання поїзда або транспортного засобу в постійному режимі стоянки, без застосування іншої енергії

Команда застосування гальма, у будь-якому режимі контролю, повинна контролювати гальмівну систему, навіть у разі чинної команди відпускання гальма; ця вимога, можливо, не застосовується, коли скасування команди гальма дається машиністом (наприклад, при переміщенні або зчіпки).

Максимальний поштовх при використанні гальм не повинен перевищувати 4 m/s^3 .

Примітка: (значення, запропоноване CER; умови оцінки повинні бути визначені: пропозиція UNIFE: посилання на EN15734-1 у посібнику з експлуатації)

					031.185254.MP.000 ПЗ	Арк
						43
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4.3 Вимоги щодо безпеки

Таблиця 3.1 - Гальмівна система – вимоги щодо безпеки

		Вимоги безпеки		
	Небезпечний випадок	Частота виникнення випадку	Максимальний рівень безпеки	Мінімально вирішувана кількість комбінацій неполадок
№1	Відноситься до одиниць з кабіною (команда гальма)			
	Після активації екстреного гальма уповільнення поїзда не відбувається через відмову в гальмівній системі (повна та постійна втрата сили гальма).	Дуже велика	10^{-9} на годину	2 (одинична відмова не приймається)
№2	Належить до одиниць з обладнанням тяги.			
	Після активації екстреного гальма уповільнення поїзда не відбувається через відмову в тяговій системі (зусилля тяги \geq сили гальма).	Дуже велика	10^{-9} на годину	2 (одинична відмова не приймається)
№3	Належить до одиниць у нерухомому або зумовленому формуванні			
	Після активації екстреного гальма, гальмівний шлях довший за регламентований через неполадки в гальмівній системі (див. також § 4.2.4.5.2).	малоймовірна	10^{-7} на годину	1 (одинична відмова приймається) <i>має бути визначена одинична відмова, що призвела до небезпечного випадку</i>
№4	Відноситься до всіх одиниць			
	Після активації гальма стоянки фіксації поїзда не відбувається через відмову в стоянковій гальмівній системі (повна і постійна втрата сили гальма).	малоймовірна	10^{-7} на годину	1 (одинична відмова приймається)

Гальмівна система призначена для зупинки поїзда, тому сприяє рівню безпеки залізничної системи. Зокрема, екстрена гальмівна система та

продуктивність - особливості рухомого складу, що використовуються підсистемою CCS.

Функціональні виражені вимоги сприяють гарантії безпечного функціонування гальмівної системи; однак, через небезпеку ризику необхідно оцінити гальмівну продуктивність, оскільки до неї залучено багато компонентів.

Демонстрація відповідності вимогам безпеки, наведеним нижче в Таблиці 3.1, повинна виконуватись згідно з методикою, описаною в рекомендації ERA до Загальних Методів Безпеки.

Визначення термінології, яка використовується згідно зі стандартом EN 0126:1999. Область цієї оцінки суворо обмежена структурою рухомого складу (інші підсистеми та людські фактори не розглядалися; експлуатація, випробування та обслуговування виконувались згідно з певними правилами).

3.4.4 Команда гальма

3.4.4.1 Команда гальма стоянки

Цей пункт відноситься до всіх одиниць. Команда гальма стоянки повинна призвести до застосування певної сили гальма для необмеженого проміжку часу, під час якого на борту може статися брак енергії. Команда гальма стоянки повинна активуватися вручну, або активуватися автоматично, коли одиниця зупинена і не має робочих джерел енергії на борту. Необхідно забезпечити можливість застосування гальма стоянки в будь-якій ситуації, включаючи в рятувальних цілях.

3.4.5 Гальмівна характеристика

3.4.5.1 Основні вимоги

Гальмівна характеристика та еквівалентний час реагування одиниці (поїздної секції або транспортного засобу) повинні визначатися шляхом

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		45

обчислення, визначеного у стандарті EN 14531-1 та Додатку D "TSI на розгляді", стосовно шляху без ухилів.

Кожне обчислення повинно бути виконане для діаметрів, що відповідають новим та зношеним колесам, і повинно включати обчислення необхідного рівня прилипання колеса до рейки. Коефіцієнти тертя гальмівних колодок, що розглядаються у обчисленнях, повинні бути підтверджені з урахуванням температури та вологості (див. стандарт EN 14531-1, пункт 5.3.1.4).

Обчислення гальмівної характеристики має бути виконане для двох режимів контролю: екстрене гальмування та робоче гальмування. Обчислення гальмівної характеристики має бути частиною певної технічної документації.

3.4.5.2 Екстрене гальмування

Час реагування:

Для одиниць у нерухомому або зумовленому формуванні (ях), еквівалентний час реагування та час затримки команди екстреного гальма не повинні перевищувати наступні значення:

- еквівалентний час реагування: 5 секунд
- час затримки: 2 секунди

Для одиниць, розроблених та оцінених для загальної експлуатації, час реагування має визначатися як для гальмівної системи UIC (визначення згідно EN 14531-1).

Обчислення уповільнення:

Для всіх одиниць обчислення характеристики екстреного гальмування повинно виконуватись згідно з стандартом EN 14531-1 та Додатком D ("TSI на розгляді") з гальмівною системою у двох різних умовах:

- нормальні умови, без відмов у гальмівній системі: застосовні до всіх одиниць.

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		46

- погіршені умови, з відмовами, розглянутими у вимогах безпеки, що відповідають небезпечному випадку №3, який застосовується до одиниць, у нерухомому та зумовленому формуванні (ях).

- Для інших одиниць (транспортні засоби, призначені для загальної експлуатації) погіршені умови повинні мати на увазі можливі поодинокі відмови. В іншому характеристика екстреного гальмування повинна визначатися для випадку одиначної відмови.

Обчислення характеристики екстреного гальмування повинно виконуватись для трьох умов навантаження:

Визначення. Мінімальне навантаження - "маса в робочому режимі";

Визначення. Нормальне навантаження - "експлуатаційна маса при нормальному навантаженні";

Визначення. Максимальне навантаження - "маса при винятковому навантаженні".

Для кожної умови (нормальний та погіршений), найнижчий результат обчислень характеристики екстреного гальмування має бути відзначений у реєстрі рухомого складу.

Стандарти EN 14531-1 та Додаток D ("TSI на розгляді") розглядають як інші параметри (гальмівний шлях, масовий відсоток гальмування (лямбда), гальмівна маса) можуть бути визначені виходячи з обчислення уповільнення.

3.4.5.3 Службове гальмування

Обчислення уповільнення:

Для всіх одиниць обчислення характеристики службового гальмування має виконуватися згідно зі стандартом EN 14531-1 та Додатком D («TSI на розгляді»), з гальмівною системою в умовах нормального навантаження «експлуатаційна маса при нормальному навантаженні».

Перевірка випробуванням гальмівної характеристики:

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
						47
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Одиниця або гальмівна характеристика транспортного засобу повинні бути перевірені фізичним тестом, визначеним у Додатку D (TSI на розгляді).

3.4.5.4 Обчислення, пов'язані з теплоємністю

Енергоємність гальма має бути перевірена обчисленням, що показує, що розроблена гальмівна система протидіє розсіюванню енергії гальмування. Відповідні значення, використані у цьому обчисленні для компонентів гальмівної системи, що розсіюють енергію, повинні підтверджуватись термічними випробуваннями.

Це обчислення має використовувати сценарій, що складається з 2 послідовних застосувань екстреного гальмування при максимальній швидкості (тимчасовий інтервал, що відповідає часу прискорення поїзда до максимальної швидкості) на шляху за умови навантаження "маса при винятковому навантаженні".

Максимальний лінійний градієнт, відповідна довжина та експлуатаційна швидкість, для якої розроблена гальмівна система з теплоємністю гальма, що визначається обчисленням для умов навантаження "маса під винятковим навантаженням", робоче гальмо використовується для підтримки постійної операційної швидкості поїзда за будь-яких можливих умов. , загальна довжина та операційна швидкість) повинен бути відзначений у реєстрі рухомого складу.

Пропонується наступний "випадок" для похилого шляху: підтримуйте швидкість 80 км/год на нахилі 21‰ постійного градієнта на відстані 46 км. Якщо використовуватиметься цей випадок, то в реєстрі рухомого складу вказується лише його відповідність. Вимоги цього пункту відносяться до всіх одиниць; у разі несамоврядної одиниці, потрібно повідомити про тимчасовий інтервал між двома послідовними екстреними гальмуваннями, що використовується при обчисленні.

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		48

3.4.5.5 Гальмо стоянки

Характеристика:

Одиниця (поїзд або транспортний засіб) при порожньому навантаженні (маса в робочому режимі) без будь-якого доступного електроживлення і 35‰ градієнта повинна залишатися фіксованою.

Для машин ОТМ використовуються 40‰ градієнт.

Це досягається застосуванням функції гальма стоянки і додаткових засобів (наприклад, гальмівних черевиків) у випадку, якщо гальмо стоянки не здатне самостійно зафіксувати поїзд; ці додаткові кошти мають бути у наявності на борту поїзда.

Обчислення:

Обчислення характеристики гальма стоянки одиниці (поїзд або транспортний засіб) повинно проводитися відповідно до стандарту EN 14531-1 та Додатку D ("TSI на розгляді"). Результат (градієнт при якому одиниця зафіксована одним гальмом стоянки) повинен бути відзначений в реєстрі рухомого складу.

3.4.6 Профіль прилипання колеса до рейки - система пневмоюзового захисту колеса

3.4.6.1 Межа профілю прилипання колеса до рейки

Гальмівна система одиниці повинна бути розроблена так, щоб екстрена та робоча характеристики гальма без динамічного гальма не враховувала розрахункове прилипання колеса/рейки в діапазоні швидкості > 30 км/год і була вищою за наступні значення:

- 0.15 для одиниць призначених для загальної експлуатації, та для одиниць у певному або зумовленому формуванні (ях), що мають більше 8 осей.

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		49

- 0.13 для одиниць у певному чи зумовленому формуванні (ях), що мають 8 осей або менше.

Конструкція одиниці та обчислення характеристики гальма стоянки не повинні враховувати значення прилипання колеса/рейки перевищує 0.12.

Ці межі прилипання рейки колеса повинні бути перевірені обчисленням з найменшим діаметром колеса з трьома умовами навантаження..

3.4.6.2 Система пневмоюзового захисту колеса

Система пневмоюзового захисту колеса (WSP) розроблена для оптимального використання прилипання керованим зменшенням та відновленням сили гальмування, для запобігання захопленню та нестримному ковзанню колісної бази, таким чином, мінімізуючи гальмівний шлях та знос колеса.

Одиниці з максимальною швидкістю понад 150 км/год мають бути оснащені системою пневмоюзового захисту колеса.

Одиниці, обладнані гальмівними колодками на робочій поверхні коліс з гальмівною характеристикою, що враховує розрахункове прилипання колеса/рейки більше 0.12, повинні бути оснащені системою захисту пневмоюзового колеса.

Одиниці, не обладнані гальмівними колодками на робочій поверхні коліс, з гальмівною характеристикою, що враховує розрахункове прилипання колеса/рейки більше 0.11, повинні бути оснащені системою захисту пневмоюзового колеса. Система пневмоюзового захисту колеса повинна працювати у двох режимах: екстрене та робоче гальмування.

3.4.7 Гальмівна система, яка не залежить від умов прилипання

3.4.7.1 Загальні положення

Гальмівні системи, здатні розвивати силу гальмування, що застосовується до рейки, і тому незалежні від умови прилипання

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		50

колеса/рейки є засобом забезпечення додаткової гальмівної характеристики, коли необхідна характеристика перевищує значення прилипання рейки/колеса.

Допустимо використовувати гальмо, незалежне від прилипання колеса/рейки, у гальмівній характеристиці, визначеної для екстреного гальма; у такому разі гальмівна система, незалежна від умови прилипання, повинна відповідати низці вимог безпеки при екстреному гальмуванні.

3.4.7.2 Магніто-рейкове гальмо

Відповідно до проекту CR INF TSI, пункт 4.2.7.2 необхідно погодити умови для використання магнітного рейкового гальма.

Примітка: Тому вимоги, яким повинні відповідати електричні та постійні магнітні рейкові гальма, є відкритими для розгляду..

3.4.8 Індикація стану та неполадок гальмівної системи

Інформація, доступна персоналу поїзда, має дозволяти індикацію погіршених умов рухомого складу (погіршення роботи гальма), для якого застосовуються певні правила експлуатації.

Повинна бути забезпечена можливість ідентифікації стану основної (екстренної та робочої) та гальмівної системи стоянки персоналом поїзда під час експлуатації та стану кожної частини (приводу) цих систем, якими можна незалежно керувати та/або ізолювати. Якщо гальмо стоянки завжди залежить безпосередньо від стану основної гальмівної системи, то наявність додаткової індикації стану гальмівної системи стоянки не обов'язково.

Стадії, що розглядаються під час експлуатації, є: бездіяльність та керування.

У стадії бездіяльності, персонал поїзда повинен здійснювати перевірку всередині та/або зовні поїзда:

- командний рядок безперервного керування гальмом поїзда,

					031.185254.MP.000 ПЗ	Арк
						51
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

- можливість розподілу енергії гальмування по всьому потягу,
- стан основної та стоянкової гальмівної системи та стан кожної частини (привід) цих систем, якими окремо можна керувати та/або ізолювати (як описано вище в першому абзаці цього пункту), крім гальмівної системи, що відноситься до систем тяги (динамічний гальмо).

3.4.9 Вимоги до гальмівної системи під час рятувальних операцій

Усі гальмівні системи (екстрений, робочий, стоянковий) повинні бути оснащені пристроями, що дозволяють їх гальмування та ізоляцію. Ці пристрої повинні бути доступними та працювати незалежно від стану поїзда чи транспортного засобу: у дії, бездіяльності або зупиненого без наявності енергії на борту.

Повинна бути забезпечена можливість порятунку без доступної енергії іншим поїздом, обладнаним пневматичною гальмівною системою, сумісною з гальмівною системою, визначеною МСЗ (гальмівна магістраль як командний рядок керування гальмом), контролювати частину гальмівної системи рятованого поїзда, яким керують за допомогою пристрою. Гальмівна характеристика поїзда, що рятується в цій специфічній умові експлуатації, повинна бути оцінена обчисленням. Розрахункова гальмівна характеристика має бути частиною технічної документації

Примітка: коментар: рівень роботи 25 %, ця вимога не відноситься до одиниць, якими керують у формуванні поїзда з навантаженням менше 200 тонн (умова навантаження "маса в робочому режимі").

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
						<i>52</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

4 ДИСКОВІ ГАЛЬМА РУХОМОГО СКЛАДУ

4.1 Історія впровадження дискових гальм

Перші дискові гальма з'явилися понад 40 років тому. Спочатку вони набули найбільшого поширення в Німеччині та США. В даний час у зв'язку з розвитком швидкісного руху необхідно відзначити порівняльну складність колодкових гальмівних систем, призначених для високошвидкісного руху. Ця складність є наслідком, з одного боку, несприятливих фізичних законів тертя між чавуном і сталлю при високих відносних швидкостях поверхонь, що труться, а з іншого, — неприпустимості виникнення механічних пошкоджень поверхні кочення колеса.

Тому виникла ідея створення гальмівних систем, в яких робота сил тертя сприймається спеціальним органом, а замість чавуну використовуються композиційні матеріали, що відрізняються підвищеним коефіцієнтом тертя і меншим питомим зносом. При практичному здійсненні ідеї виявилось, що сила тертя, створювана такими матеріалами, мало залежить від відносної швидкості поверхонь, що труться. В результаті конструкції гальмівних систем для швидкісного руху виявилися більш простими.

Перші результати застосування нової системи були обнадійливими і, незважаючи на недосконалість матеріалів, що застосовувалися тоді, стало відразу очевидним, що при гальмуванні з високих швидкостей дискове гальмо відводить тепло інтенсивніше звичайного гальма. Проте висловлюване деякими фахівцями думка - що з певних швидкостях руху необхідно відмовитися від колодочного гальма на користь дискового, є необгрунтованим. Насправді це питання досить складний, і для правильного його вирішення необхідно враховувати низку додаткових міркувань. Зокрема, беручи до уваги, що при заданому осьовому навантаженні повільне, що реалізується, лімітовано, колодкове гальмо може знайти застосування і при підвищених швидкостях. Зазначимо, що характеристики гальмування

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
						53
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

мають безпосереднє відношення до розстановки сигналів, і в цьому відношенні системи гальм, що розглядаються, по-різному реагують на погодні умови і стан рейок. Виявилось, що зміна зовнішніх умов впливає переважно на роботу дискового гальма і тому для нього спостерігається великий розкид довжин гальмівного шляху залежно від згаданих чинників. У особливо несприятливих випадках це може навіть призвести до порушення безпеки руху. Неправильне тлумачення цього явища при випробуваннях гальма нового типу призводило часом до хибних висновків. Фактично це гальмо за відповідних умов застосування може вирішити складні проблеми гальмування.

Враховуючи важливість згаданих проблем та безперервне зростання швидкостей руху та осьових навантажень рухомого складу різних типів, МСЗ приступив до відповідних досліджень. Перший етап цієї роботи включав збір інформації, а в кінцевому підсумку повинні бути уточнені властивості дискового гальма і знайдені оптимальні умови його застосування на залізницях.

4.2 Конструкція дискових гальм

Перш ніж викладати результати дослідження, необхідно коротко ознайомитися з конструкціями та розміщенням дискових гальм на залізничному рухомому складі.

Для виготовлення дисків використовують маловуглецеву сталь або найчастіше сірий перлітний чавун гарної якості. Застосовують іноді і спеціальний легований чавун, але це рішення, мабуть, стосується особливих випадків. Спочатку гальмівні диски відливали зі сталі, але зараз спостерігається тенденція застосування чавунних дисків.

Чавун краще працює на тертя, ніж сталь, і знос чавунних дисків відбувається менш інтенсивно і рівномірніше, ніж сталевих. Ці властивості особливо помітні та цінні у сфері високих швидкостей. Диски в процесі

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
						<i>54</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

гальмування поглинають найбільшу частку тепла, що виділяється (гальмівні накладки - зазвичай погані провідники тепла). Отже, конструкція дисків має вибиратися з умов найкращої передачі у довкілля великих кількостей тепла, тобто. металеві деталі, що стикаються з гальмом, а також безпосередньо в атмосферу. Передача тепла металеві деталі (осі, колеса) залежить від прийнятого способу монтажу гальма, що докладніше буде розглянуто нижче. Безпосередня передача тепла в атмосферу досягається за допомогою природної або штучної вентиляції. У більшості випадків диски мають лопаті, що створюють при обертанні енергійну циркуляцію повітря, спрямовану від вхідних отворів центральної частини диска до його периферії. Коефіцієнт корисної дії такого пристрою невисокий, оскільки необхідність працювати за різних напрямків руху вимагає встановлення радіальних лопатей; крім того, ці лопаті не піддаються механічній обробці. Незважаючи на це така вентиляція досить ефективна.

Гальмівні диски можуть бути встановлені на вісь колісної пари або на кожне колесо. Найбільш часто блок осьового диска складається з двох дисків, відлитих спільно з вентиляційними лопатями, що з'єднують їх. Відстань між дисками складає кілька сантиметрів. Поверхні тертя розташовані в цій конструкції із зовнішніх сторін блоку. Кожен такий блок напресований на передбачене для нього потовщення осі або укріплений за допомогою болтового з'єднання до маточини колеса, якій надано відповідну форму (рисунок 4.1 та 4.2).

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
						55
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

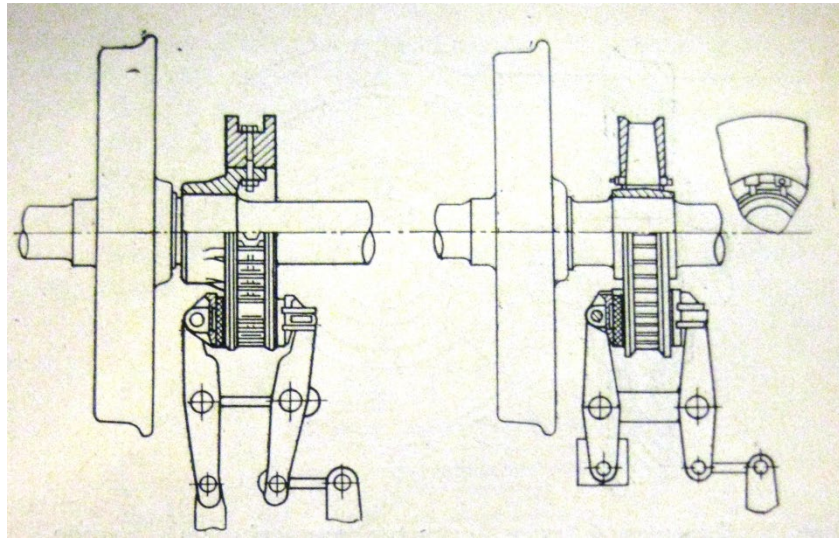


Рис. 4.1 - Гальмівний диск, встановлений на осі

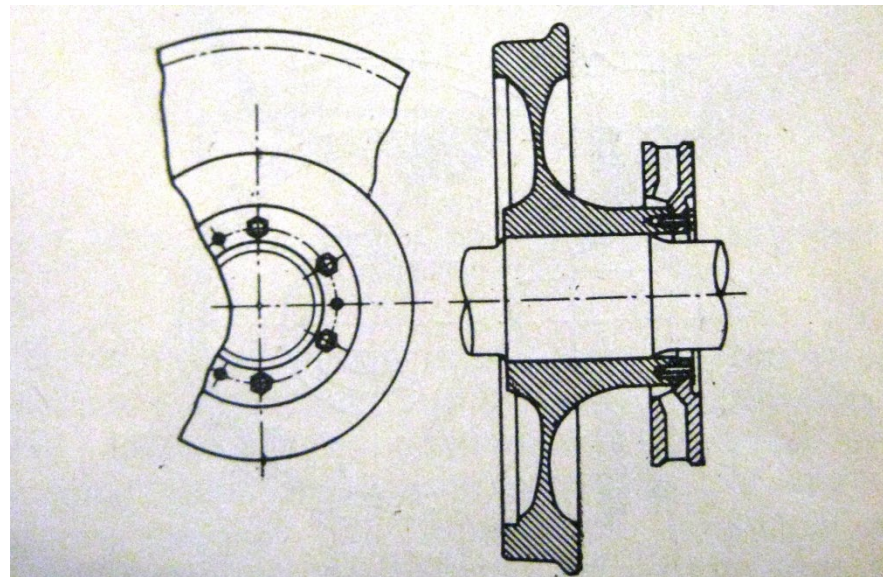


Рис. 4.2 - Гальмівний диск, укріплений на маточині колеса за допомогою болтів

Гальмо встановлюється безпосередньо на колесо, складається з двох простих дисків, що монтуються з обох боків колеса. Існує кілька конструктивних рішень. У першому з них зовнішня сторона кожного з дисків є робочою поверхнею, а внутрішня має вентиляційні лопаті. Кожен із дисків встановлений на відстані кількох сантиметрів від колеса і таким чином створюється порожнина для проходження повітря, що охолоджує.

Диски можуть кріпитися болтами до маточини колеса і спиратися на колесо відповідно розташованими припливами (рисунок 4.3).

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

031.185254.MP.000 ПЗ

Арк
56

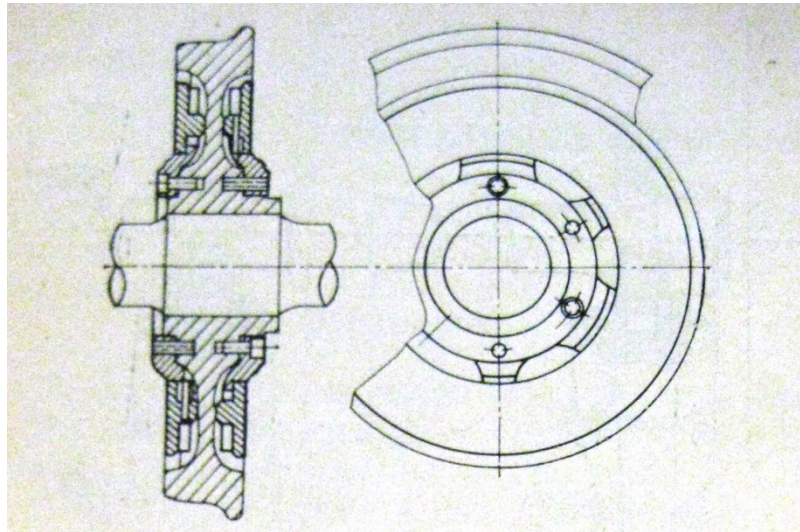


Рис. 4.3 - Гальмівний диск, змонтований на колесі
(кріплення до маточини колеса)

При іншій конструкції для кріплення кожного з дисків використаний обід, насаджений на внутрішню поверхню бандажу (рис. 4.4). За допомогою радіальних розрізних шпильок до цього обода кріпиться диск. Існують також системи, в яких два диски взаємно скріплені болтами, що проходять через отвори колеса.

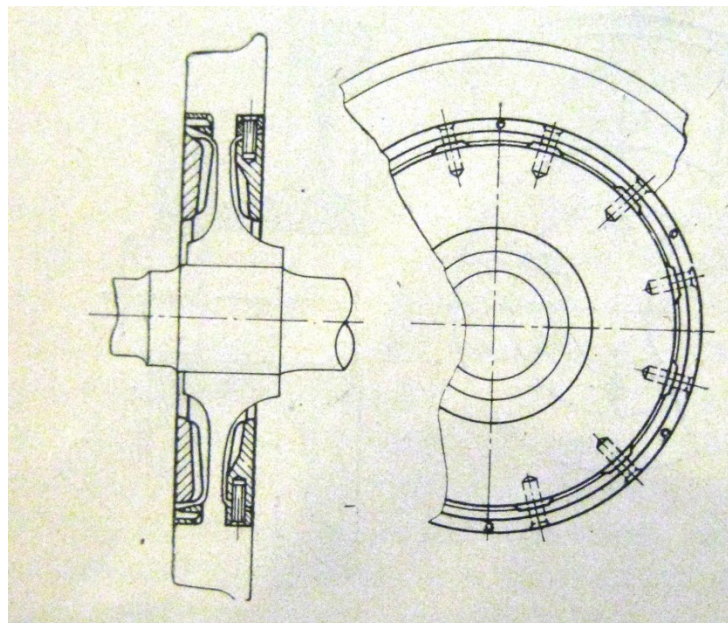


Рис. 4.4 – Гальмівний диск закріплений шпильками до обода,
насадженого на внутрішню частину бандажа

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

031.185254.MP.000 ПЗ

Арк
57

У гальмі іншого типу (рисунок 4.5) гальмівний диск з поверхнею тертя безпосередньо змонтований на диску колеса, який для цього має бути оброблений під площину досить високим класом точності. З'єднання здійснено болтами з потайною головкою, пропущеними через отвір у колесі.

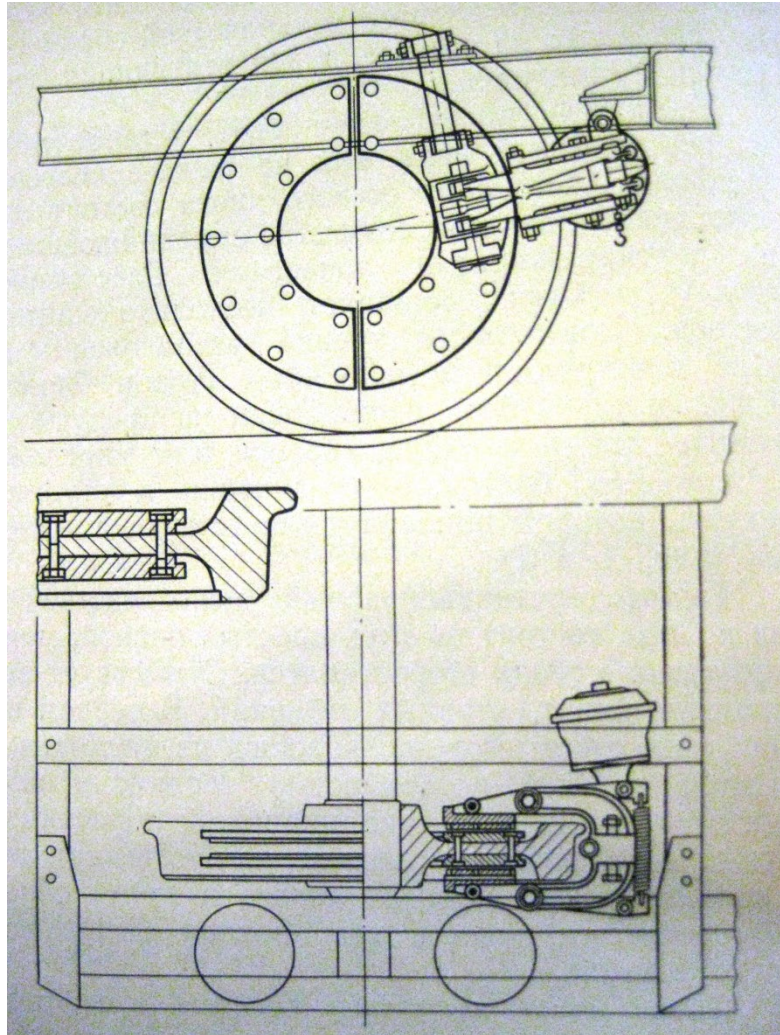


Рис. 4.5 – Гальмівний диск, зболчений із центром колеса

Цей спосіб кріплення створює монолітне з'єднання колеса з дисками, збільшуючи цим масу металу, що поглинає тепло при гальмуванні.

У цьому варіанті вентиляційні лопаті та вентиляційна порожнина відсутні і, отже, внутрішні площини гальмівних дисків повітрям не обдуваються. Така конструкція з погляду теплообміну відрізняється від

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

031.185254.MP.000 ПЗ

Арк
58

інших. У цьому варіанті диск закриває бічну поверхню колеса, виключаючи можливість виявлення тріщин, поява яких у цьому випадку досить ймовірно за рахунок концентрації напруги у ослаблених перерізів в районі отворів в колесі.

На противагу цим негативним якостям монтаж на колесі зручніше і простіше, ніж насадка дисків на вісь колісної пари для здійснення можливості насадки на вісь треба відмовитися від стандартної конструкції осі масового виробництва і передбачити на осі виступ.

Монтаж на колесі допускає застосування дисків більшого діаметра, ніж монтаж на осі.

При установці дисків на колесо можуть бути досягнуті вищі показники гальмування. Крім того, діаметр осьових гальмівних дисків сильно обмежений умовами габариту рухомого складу в нижній його частині. Для рухомого складу з колесами зменшеного діаметра (менше 920 мм) єдиним можливим залишається монтаж гальмівних дисків на колесо.

Незалежно від конструкції та способів монтажу, необхідно вирішити завдання, що виникає у зв'язку із застосуванням чавунних дисків. У всіх випадках з чавуну виконаний тільки диск з поверхнею тертя, але інші деталі, що здійснюють жорсткий зв'язок з віссю колісної пари або з колесом, виготовляють зі сталі. Це обставина вимагає розробки методу кріплення кільця чавунного диска зі сталеву деталлю забезпечує надійну передачу руху диску і можливість роздільного теплового розширення чавунних і сталевих деталей з різними коефіцієнтами розширення без значних напруг; враховуючи механічні властивості чавуну, слід визнати ці якості необхідними.

Оригінальне вирішення цього завдання застосовано в одній з конструкцій дискових гальм, в якій моноблочна конструкція утворена шляхом виливки чавунного диска на сталеву маточину. (рис. 4.6).

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
						<i>59</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

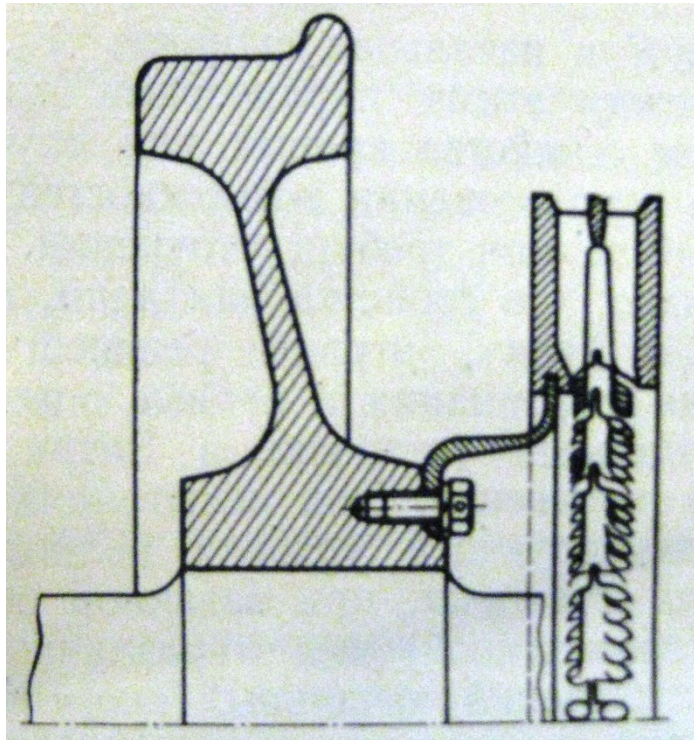


Рис. 4.6 – З'єднання в одному блоці гальмівного чавунного диска зі сталеву втулкою

На основі вищесказаного може скластися враження, що існують прийнятні конструктивні рішення; однак завдання остаточно не вирішене і вимагає серйозної уваги, так як при непродуманій конструкції можуть швидко з'являтися тріщини в дисках, що скоротить їх довговічність і сумарний пробіг, який для вдалих конструкцій перевищує 2 млн. км.

Національне товариство залізниць Франції (SNCF) почало експерименти з гальмом нової системи, встановленим на осі і значно відмінним від існуючих. Двотарілковий гальмівний диск складає одне ціле з втулкою, що насаджується на вісь колісної пари. Цей блок відлитий з чавуну з кулястим графітом. Механічні властивості цього чавуну забезпечують надійну та міцну установку блоку на вісь. На відміну від інших систем поверхні тертя дисків у цій конструкції розташовані з внутрішньої сторони, а відстань між тарілками диска достатньо для розміщення між ними гальмівних циліндрів (рисунок 4.7).

					031.185254.MP.000 ПЗ	Арк
						60
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

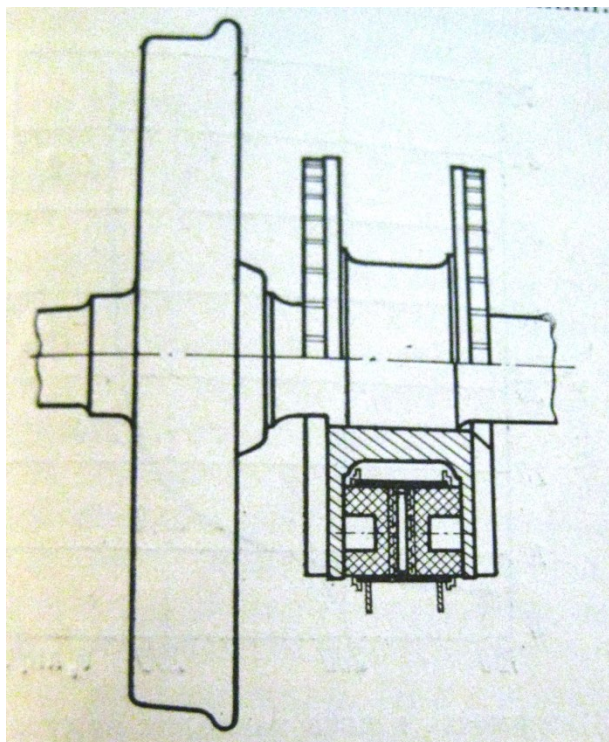


Рис. 4.7 – Гальмівний диск із внутрішнім розташуванням робочих поверхонь

На кожну накладку припадає по одному гальмівному циліндру, що робить непотрібною важільну передачу. Вентиляційні лопаті розташовані із зовнішнього боку дисків.

Така конструкція дає підставу припускати, що покращиться тепловідведення, і її деталі надійніше захищені від атмосферних опадів і від впливу снігу, що підхоплюється повітряним потоком.

Важелева система відіграє важливу роль у роботі дискових гальм. Кінематика механізмів повинна бути точною, а складання - забезпечувати потрібні переміщення при будь-яких відносних переміщеннях осей колісних пар і рами візків у процесі руху вагона. Підвіска, що утримує гальмівні пристрої, сприймає тангенційні зусилля гальмування і передає їх на раму візка.

Системи дискового гальма, що застосовуються, мають найчастіше один гальмівний циліндр на гальмівну вісь, а в деяких випадках - один циліндр на кожен візок.

Великі допуски на зношування накладки (приблизно 20 мм) і порівняно низькі передавальні числа гальмівної передачі дають підставу припустити, що немає необхідності включати в систему регулятор, але фактично регулювальний пристрій виявився необхідним для забезпечення невеликого початкового зазору між поверхнями тертя (при відпустці - близько 2 мм). Така величина зазору викликана умовами надійності роботи за несприятливих умов погоди (наприклад при утворенні льоду на робочих поверхнях).

В даний час використовують інше конструктивне рішення із застосуванням гальмівного блоку, що включає натискний пристрій щелепного типу, що охоплює диск і є опорою для гальмівного циліндра і його поршня (рис. 4.8).

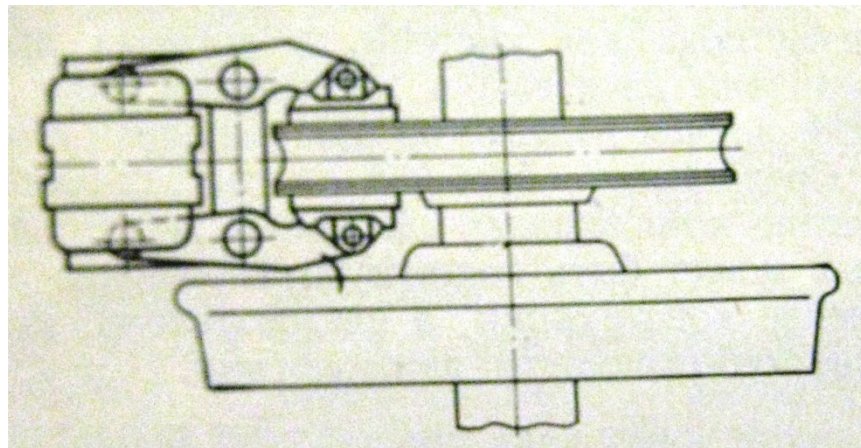


Рис.4.8 – Конструкція з щелепними натискними пристроями та одним гальмівним циліндром на диск

Зазвичай регулятор зазору вбудований в блок, наприклад, він може бути розміщений в порожнистому штоку поршня. Велика кількість гальмівних циліндрів, що застосовуються в цій системі, призводить до помітних втрат повітря через ущільнення поршнів. Цей недолік викликав появу ще однієї системи, в якій передбачені штамповані циліндри зі сталі або легких сплавів, всередині яких замість поршня застосована діафрагма з великою довжиною ходу (рис. 4.9).

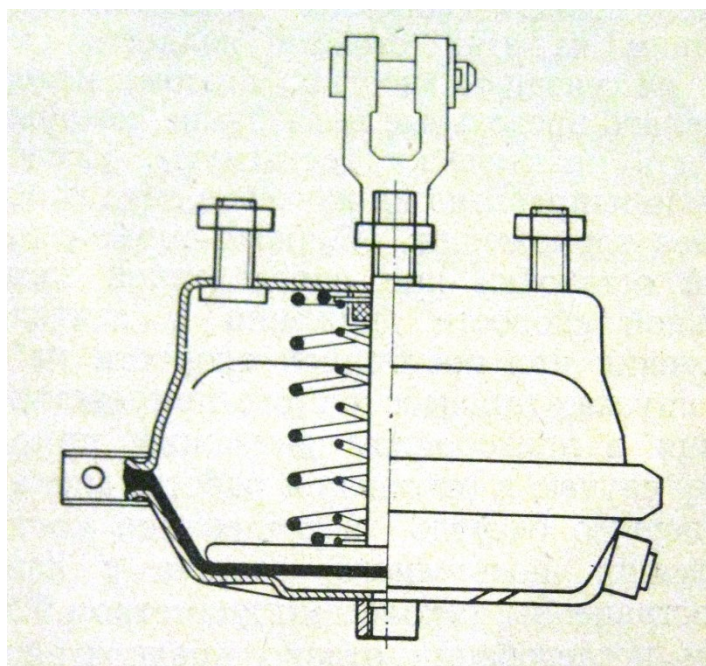


Рис. 4.9 – Гальмівний циліндр з діафрагмою для дискового гальма

Комбіновані системи гальмування застосовані поки що як системи, в яких просто об'єднані дисковий і колодковий типи гальм, причому кожен з них виконаний окремо. Представляє великий інтерес подальший розвиток комплексних здвоєних систем, в яких може бути досягнуто спрощення та полегшення конструкції, а отже, і зниження собівартості виготовлення.

4.3 Експериментальне дослідження розсіювання енергії дисковим гальмом

Є вже багато публікацій з різних аспектів застосування дискового гальма. За ними можна отримати загальне уявлення про таке гальмо. Нові дані наведені нижче, і експерименти, проведені спільно різними адміністраціями, мають більш скромні цілі, але стосуються конкретних питань. Завдяки цьому була отримана більш точна та практично цінна інформація про основні властивості дискового гальма.

Однією з цих властивостей є здатність розсіювання енергії, тому цікаво визначити граничні показники, які можуть бути практично досягнуті. Дослідження було спрямоване на вивчення двох основних режимів гальмування: звичайного гальмування до повної зупинки за певної заданої початкової швидкості руху та тривалого гальмування при постійній швидкості на затяжних спусках (процес частого застосування гальмування в приміському русі прирівняний до цього випадку щодо роботи диска).

Насамперед дослідження торкнулося гальмування рухомого складу з найбільш поширеними колесами діаметром 920 мм. У цьому дослідженні віддано перевагу експериментам, так як існуючі методи розрахунку можна вважати недостатньо надійними і вони не дозволяють визначити межі інтенсивності гальмування, придатні для практичного застосування.

4.3.1 Повне гальмування до зупинки

Розглядалися три основних параметри: середня величина уповільнення, яка підтримується в процесі гальмування, осьове навантаження N і початкова швидкість V . Залежності між цими параметрами представлені у вигляді сімейства кривих для випадку граничного використання можливостей гальма. Очевидно, що властивості накладки, що притискається до диска,

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
						64
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

відіграють вирішальну роль. Зібрана інформація та перші досліди на експериментальній установці у Вітрі підтвердили це положення. При випробуваннях на установці, що імітує умови повного гальмування до зупинки, при заданому осьовому навантаженні (наведеному) і для різних значень початкових швидкостей, що зростають, отримана крива, показана на рисунку 4.10. Крива має різкий перегин у зоні між швидкостями 200 та 250 км/год. Після таких значень швидкостей зношування зростає надзвичайно інтенсивно. При повторенні цих дослідів зі зміною сили натискання або осьового навантаження виявилось, що точка перегину приблизно зберігає своє положення.

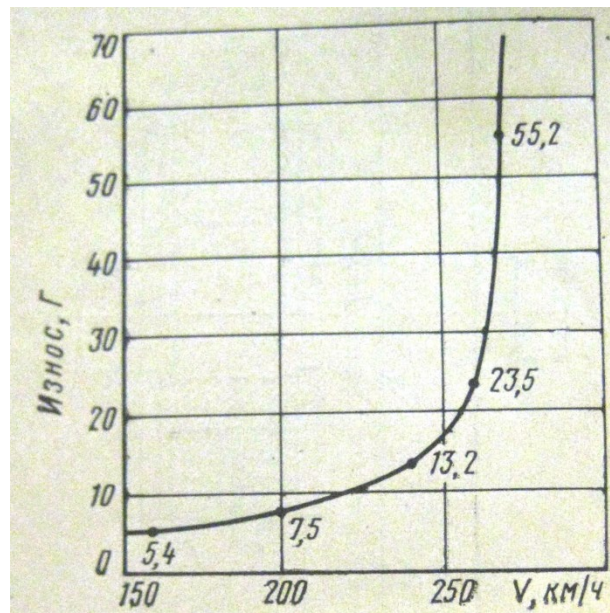


Рис. 4.10 - Залежність зносу накладок від швидкості (наведене осьове навантаження 12,28 г, сила натискання 1785 кг на диск, цифри на кривій показують знос матеріалу накладок)

Допустима інтенсивність гальмування лімітована температурою нагрівання поверхні диска, яка залежить значною мірою від властивостей накладки. Ця межа фізично відповідає різкій зміні процесу зносу накладки з появою при цьому білого диму, що вказує на початок займання. Значення

переломної точки кривої зносу, що відповідає початку посиленого зносу, прийнято як допускається межі, що характеризує матеріал накладок.

Під час експериментів було випробувано два типи накладок різного складу і структури, які були одними з кращих серед безлічі зразків, що випускаються.

У першій серії дослідів випробуванню піддався чавунний вентильований диск із зовнішнім діаметром 580 мм (загальна вага 105 кг), встановлений на осі. Умови випробувань були такими:

- при випробуваннях на повне гальмування до зупинки первісна температура поверхні тертя -50 ° С;

- Діаметр колеса (що впливає на кількість обертів диска при заданій швидкості руху) - 920 мм;

- Початкові швидкості гальмування: від 160 до 300 км/год для наведених осьових навантажень 9,44 і 12,28 т відповідно і від 160 до 250 км/год для навантажень 15,12 та 17,96 т відповідно. Температура дисків вимірювалася термопарами, що труться об поверхню диска.

Реалізовані умови натискання накладок наведено у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Реалізовані умови натискання накладок

Наведене осьове навантаження, т	Сумарне натискання на диск, дан*					
	9,44	1300	1600	2650	3300	3950
12,28	1750	2650	3550	4450	5300	6550
15,12	2250	3400	4500	5650	6850	-
17,96	2800	4200	5600	6950	-	-

1 дан* = 1,02 кГ

Для кожної початкової швидкості та певного зусилля натискання було здійснено п'ять дослідів. Для подальшої обробки результатів приймалося середньоарифметичне із середніх значень уповільнень у кожному

експерименті. Було встановлено, що в цих умовах для накладки типу 1 рівень зносу 9,5 Г на один цикл гальмування вийшов при середній граничній температурі поверхні тертя 375°C, у той час як для накладки типу 2 знос збільшився до 25 Р, а середня температура виявилася 330°C.

Незважаючи на те, що у всіх дослідах лімітуючим фактором працездатності гальма була накладка, а не сам диск, слід підкреслити, що останній піддавався інтенсивним тепловим впливам у результаті частих і різких гальмування. Порівняння обраних дослідів двох типів накладок показало, що агресивність стосовно диску виявилася різною. Так для накладок типу 2 характерна поява на диску рисок, що викликало необхідність зміни диска після 135 гальмування. При накладках типу 1 диск не вимагає заміни. Однак після закінчення всіх дослідів на цьому диску були помічені тріщини термічного походження в той час як при накладках типу 2 таке явище не мало місця.

Така відмінність може бути пояснена тим, що при випробуванні накладок типу 1 були досягнуті вищі межі теплового напруження, ніж для накладок типу 2. Важливим загальним наслідком сказаного є те, що реалізацію такої інтенсивності гальмування в умовах нормальної експлуатації не можна допустити, оскільки це призвело б до значного зниження терміну служби гальма і збільшило б відповідно експлуатаційні витрати. Крім того, такі режими не потрібні в експлуатації.

Результати випробувань показані кривими рис. 4.11. Їх розгляд наочно виявляє різницю в характеристиках, досягнутих у граничних випадках для двох типів накладок. Друга серія дослідів проводилася виявлення впливу конструктивних особливостей. Випробування проводилися з невентильованим диском, елементи якого були безпосередньо прикріплені до колеса за допомогою болтів. Програма дослідів була такою самою, як для досвіду першої серії. Але з двох типів накладок до дослідження було

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		67

прийнято лише тип 1, який показав найкращі результати у дослідях першої серії.

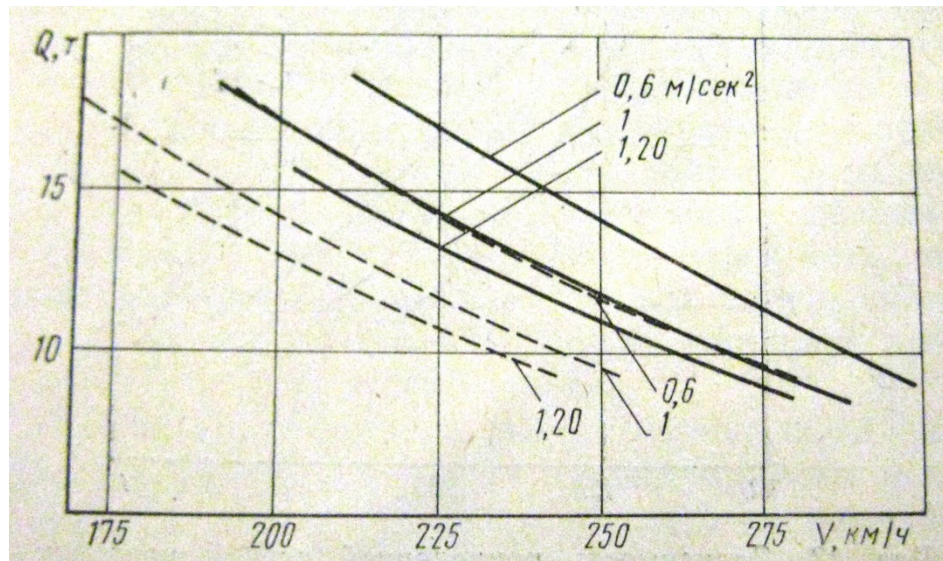


Рис. 4.11 - Залежність зміни наведеної осьової на вантажі Q від граничної швидкості при постійній величині середнього уповільнення для двох типів накладок (діаметр колеса - 920 мм, діаметр диска - 680 мм, температура диска $\Theta_{\text{поч}} = 50^\circ \text{C}$, граничний знос на кладок на один диск і за один цикл гальмування – накладка типу 1-9,5 Г, накладка типу 2-25 Г)

Основні характеристики гальма: зовнішній діаметр диска - 711 мм; наведені осьові навантаження - 12,28 і 17,96 т; швидкості - до 300 км/год. Таким чином, загальні умови залишилися такими ж, як для дослідів першої серії, але з метою скорочення числа досвідів та економії часу досліджувалася лише область інтенсивної роботи.

Межа допустимого зносу накладки, як і раніше, визначався з умови досягнення граничної температури 375°C , але сам знос збільшився до 15 Г на один цикл гальмування замість 9,5 Г, що можна пояснити механічним впливом отворів для болтів, що скріплюють половинки дисків з колесом. Такий самий вплив могли мати стики між половинками дисків.

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

031.185254.MP.000 ПЗ

Арк
68

На рис. 4.12 поєднані криві граничних швидкостей функції від осьового навантаження для певних величин уповільнень і двох способів кріплення дисків.

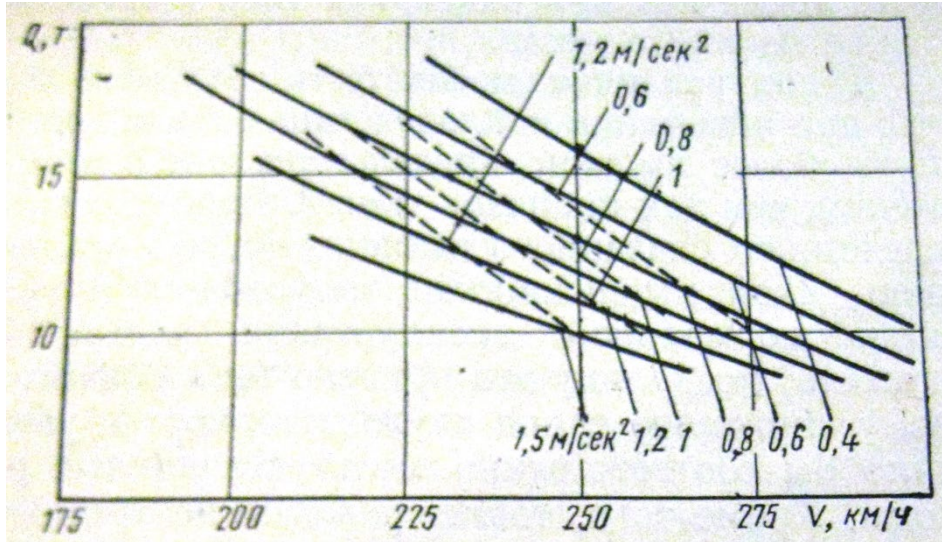


Рис. 4.12 - Залежність зміни наведеного осьового навантаження Q від граничної швидкості при постійній величині середнього уповільнення для певного типу накладок і двох типів дисків (діаметр колеса - 920 мм, температура дисків $\Theta_{\text{поч}} = 50^\circ\text{C}$, $\Theta_{\text{пр}} = 375^\circ\text{C}$, граничне зношування накладки за один цикл гальмування при диску А - 9,5 Г при диску Б—15 Г)

Не підлягає сумніву, що точне порівняння двох способів монтажу диска не може бути зроблено тільки на основі цих дослідів, оскільки вони проводились у лабораторії з дисками різних розмірів. Незважаючи на це, помітна суттєва різниця між кривими. Для вентилюваних дисків характерний пологий нахил сімейства кривих, що сприятливо для високих швидкостей руху. У той же час диск, що не вентилюється, на колесі при менших швидкостях дозволяє гальмувати більш навантажені осі, що є наслідком збільшення маси металу, що поглинає тепло при цьому способі монтажу. Таким чином, ця конструкція представляє інтерес для великовагових вантажних поїздів, що прямують з досить ви високими швидкостями.

Після закінчення розглянутої серії дослідів було вирішено здійснити нову серію випробування - цього разу з вентильованим диском, змонтованим на колесі. Перші результати показали, як і очікувалося, що поглинання та розсіювання тепла вентильованим диском на колесі відбувається за законами, близькими до тих, що характеризують осьові диски, що вентилуються.

Область граничних характеристик, зайнята сімействами кривих, недосяжна для гальм із чавунними колодками. Для уточнення цієї обставини була організована серія дослідів з метою виявити межі можливого використання гальма з чотирма колодками з чавуну Р14 на колесо (рис. 4.13). Порівняння чітко виявляє велику перевагу дискового гальма щодо характеристик гальмування в області високих швидкостей, зокрема, в інтервалі між 200 і 250 км/год. Цікавою особливістю діаграм є велика залежність допустимої початкової швидкості від необхідного середнього уповільнення (при заданому осьовому навантаженні) колодкового гальма.

Умови лабораторного дослідження що неспроможні точно відповідати реальним умовам експлуатації, тому отримані значення параметрів що неспроможні вважатися абсолютно справедливим. Однак велика кількість експлуатаційних спостережень підтверджує хорошу збіжність лабораторних даних з практичними як щодо характеру явищ загалом, так і щодо порядку величин параметрів.

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
						70
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

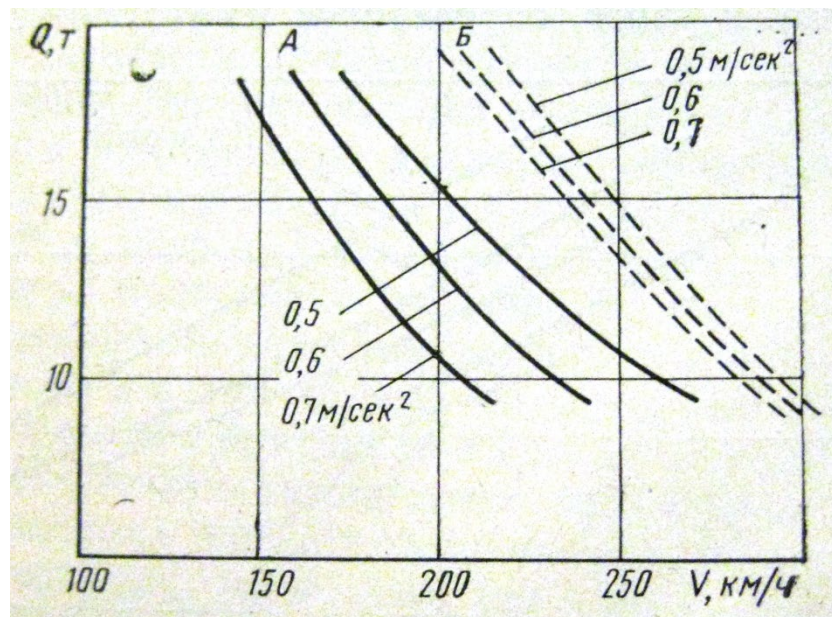


Рис. 4.13 - Залежність наведеного осьового навантаження Q від граничної швидкості при постійній величині середнього уповільнення (колодковий і дисковий гальма): А - чотири колодки з чавуну Р14; Б - дві накладки з диском діаметром 580 мм, встановленим на осі, діаметр колеса 920 мм, $\Theta_{\text{нач}}$ — 50°C ;

Тобто на основі вище сказаного можна зробити наступні висновки: для стандартних конструкцій і для однакового діаметра коліс дискове гальмо в порівнянні з колодковим дозволяє розсіювати більшу кількість енергії. Тому в області високих швидкостей і підвищених осьових навантажень дискове гальмо краще колодкового. Однак досить важко провести точне розмежування сфер найвигіднішого застосування кожної із систем. Воно залежить також від інтенсивності гальмування, тобто від необхідної величини середнього уповільнення, а це у свою чергу пов'язано з розстановкою сигналів. Для прийнятої у Франції системи сигналізації та блокування виявилось можливим надійно гальмувати вагони з осьовим навантаженням до 13 т при початковій швидкості до 200 км/год та застосуванні звичайних колодкових гальм, хоча слід зазначити, що ці цифри близькі до межі.

Переваги дискового гальма в порівнянні з колодковим зникають або мало помітні для режиму гальмування на зтяжних спусках з підтримкою постійної швидкості. Аналогічні умови роботи характерні для приміського руху з частими зупинками при високих значеннях коефіцієнта уповільнення. Таким чином, на це питання необхідно звернути серйозну увагу, особливо якщо потрібно розробляти систему гальмування для рухомого складу з колесами зменшеного діаметра. Слід пам'ятати, що з комбінованої системи гальмування може бути перевантаження дискових гальм. Вибір системи кріплення дисків має бути ретельно. При монтажі на колесо можна використовувати диски більшого діаметру, що є перевагою. Контроль дії гальм при такому монтажі є більш простим, але іноді потрібне свердління отворів у колесі, що може спричинити заперечення. Разом з тим, така конструкція не дозволяє перевіряти в експлуатаційних умовах стан колеса, прихованого за диском. Незалежно від висловлених оцінок у зв'язку з подальшим застосуванням коліс зменшеного діаметра дискові гальма, змонтовані на колесах, стануть обов'язковими.

Необхідно глибоко вивчити питання, пов'язані з проектуванням усієї системи гальмування, в якій чавунні диски кріпляться до сталевих деталей. Конструкція повинна забезпечити роздільні теплові деформації чавуну та сталі. Довговічність дисків і всієї системи гальмування значною мірою залежить від правильності прийнятих рішень. Якщо умови експлуатації вимагають застосування потужних гальмівних засобів при $\lambda > 120\%$ або тим більше при $\lambda > 105\%$, то для поїзда, обладнаного лише дисковими гальмами необхідно передбачити протиюзні пристрої з високими експлуатаційними параметрами. Якщо йдеться про гальмівне обладнання, що надає вагонам високе значення коефіцієнта λ , наприклад типу R з $150\% < \lambda < 160\%$, стає обов'язковим застосування пристрою, що знижує шкідливий ефект забруднення рейок. Одне з ефективних рішень цього завдання полягає в спільному застосуванні двох видів гальм з таким розрахунком, щоб на частку

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
						72
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

колодкових гальм припадала достатня частка енергії, що поглинається (наприклад, одна колодка на кілець, притиснута з зусиллям 1,5 т при максимальній швидкості 200 км/ год.

При проектуванні системи сигналізації необхідно передбачити запас надійності по гальмівному шляху. Величина цього запасу залежить від вимог, що висуваються до гальм. Для сучасних швидких поїздів при доборі величини коефіцієнта уповільнення цей запас може бути прийнятий у розмірі 20% від максимально реалізованих показників. Тип і матеріал накладок грають головну роль. Очікувані від дискового гальма показники можуть бути отримані у разі застосування теплостійких накладок, що мало реагують на особливо несприятливі погодні умови (низькі температури, висока вологість тощо).

Матеріал і геометричні форми накладок також мають велике значення. Це питання поки не отримало належного вирішення, особливо для систем, що вимагають високих показників гальмування.

4.2 Шляхи вдосконалення гальмівних дисків

Розвитку систем фрикційного гальмування для високошвидкісного рухомого складу супроводжує проблема, що ускладнюється, пов'язана з фундаментальним законом фізики, згідно з яким кінетична енергія поїзда, що рухається, зростає пропорційно квадрату швидкості. При великій масі поїзда та швидкості понад 200 км/год щоразу при уповільненні або зупинці поїзда повинна бути погашена та розсіяна значна кількість енергії гальмування.

У сучасній практиці в більшості випадків як службове застосовують електродинамічне гальмування, рекуперативне або реостатне, підвищенню ефективності якого сприяє тенденція розширення використання розподіленої тяги, як, наприклад, на німецькому електропоїзді ICE 3, де немає відокремлених моторних вагонів, а рушійними колесами складу. Однак однією з найважливіших умов безпеки швидкісного руху поїздів залишається

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
						73
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

те, що при відмові електричних гальм або у разі екстреного гальмування вся кінетична енергія повинна бути сприйнята механічним (фрикційним) дисковим гальмом. Фрикційним гальмам доводиться також поглинати значну частину кінетичної енергії поїздів на локомотивній тязі, коли відсутня можливість електродинамічного гальмування.

Сучасні гальмівні диски, розраховані на важкі режими роботи, збираються із сталевих маточок, змонтованих на осях, і кільцевих фрикційних накладок, закріплених на маточках так, щоб була можливість їхнього термічного розширення при спрацьовуванні гальм. Фрикційні накладки виготовляють в основному із сталі або еластичного чавуну шляхом, наприклад, фасонного лиття.

Гальмівні колодки, які зазвичай використовуються з такими дисками, виготовляють із відносно недорогих композитних матеріалів на органічних сполучних, які можна пресувати з наданням потрібної форми (рис. 4.14, а). Однак такі колодки забезпечують зразкову однаковість поверхневого натискання і хороший контакт тільки в тому випадку, якщо їхня твердість і модуль пружності залишаються в певних межах. Картину контакту необхідно підтримувати по можливості постійної для того, щоб енергія тертя у формі тепла рівномірно передавалася гальмівним дискам. Інакше деякі місця поверхонь, що труться, будуть перевантажені, що пов'язано з ризиком пошкодження.

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
						74
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

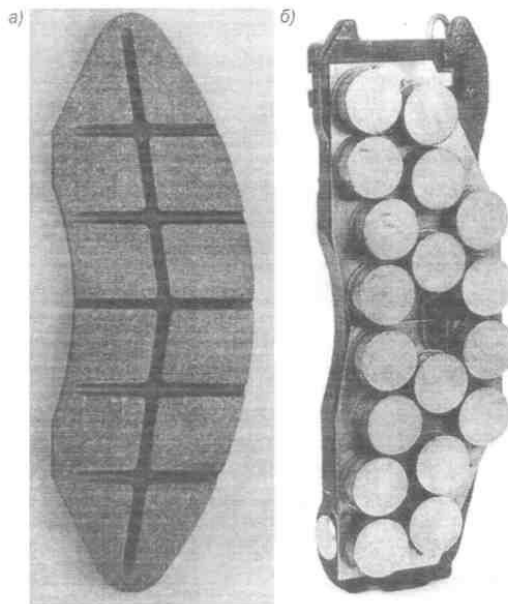


Рис. 4.14 - Гальмівні колодки з композитного матеріалу на основі органічних сполучних (а) та з металокерамічними гальмівними елементами (б)

Проблема полягає в тому, що чим вище теплоакумуюча здатність органічних гальмівних колодок та їх модуль пружності, тим більша небезпека руйнування гальмівного диска.

Колодки з металокераміки здатні протистояти набагато вищим температурам, які твердість значно вище, ніж органічних. На рис. 4.14 б показана типова металокерамічна гальмівна колодка з окремими фрикційними елементами, закріпленими на проміжному підставі, яке надає їй більшу або меншу пружність. Маючи номінальну площу робочої поверхні близько 40 тис. мм², така колодка забезпечує картину контакту, яка в принципі прийнятна для гальмівного диска із загартованої сталі при середніх рівнях енергії гальмування.

При більш високих рівнях енергії гальмування нерівномірність контакту призводить до місцевого перегріву поверхонь, що труться, що обмежує робочі характеристики гальмівних дисків. На рис. 4.15, а показаний термографічний знімок гальмівного диска при гальмуванні зі швидкості 330 км/год з використанням звичайних металокерамічних колодок. Видно, що на диску присутні гарячі місця з відносно холоднішими місцями між ними.

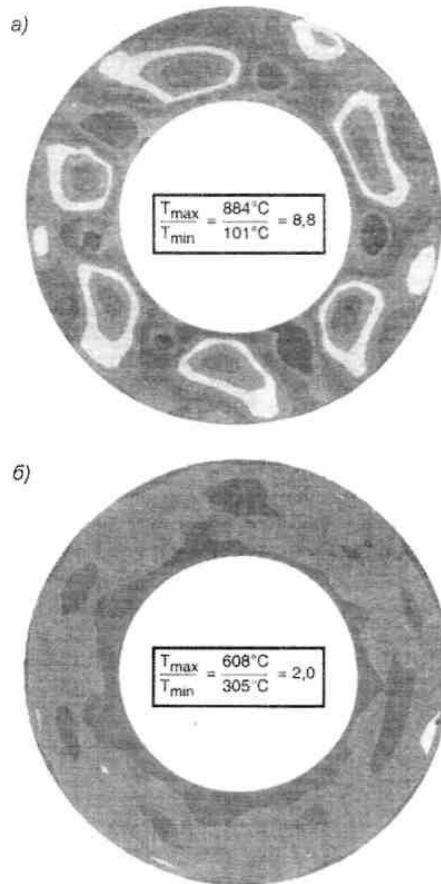


Рис. 4.15 - Термографічні знімки гальмівного диска при гальмуванні зі швидкістю 330 км/год:

а - з використанням звичайних колодок; б - з використанням колодок типу Isobar

Термічне розширення диска погіршує ситуацію, оскільки гарячі місця у разі сприймають непропорційно велику частку енергії, оскільки поверхневий тиск тут вище, ніж у холодних місцях з-поміж них. Якщо перевищена межа пластичності матеріалу диска, то після його охолодження розвиваються залишкові напруження розтягування, що ведуть до утворення так званого термічного розтріскування.

Залежно від умов експлуатації та характеристик матеріалу допустимо виникнення термічних тріщин лише обмеженої довжини, інакше відцентрова сила призведе до повного руйнування диска з розльотом уламків у всіх напрямках. Тому небезпека розвитку тріщин поряд із звичайними критеріями

знос є визначальним фактором для визначення максимально допустимого навантаження на гальмівний диск.

З цієї причини на сучасних високошвидкісних поїздах TGV та ICE встановлюють до чотирьох дисків на одну вісь, що призводить до збільшення безпружинних мас. Так, у поїзда ICE 1 загальна маса гальмівних дисків на кожній осі становить 520 кг. Крім того, кожному гальмівному диску відповідає свій блок з гальмівним циліндром та кліщами, що додає до маси візка ще 260 кг.

Для рухомого складу наступних поколінь фірми-виробники шукають способи полегшення гальмівного обладнання зі збереженням характеристик, що забезпечують безпеку руху з високою швидкістю. Це може бути досягнуто лише шляхом застосування нових технологій.

Першим технічним нововведенням у цій галузі було впровадження гальмівних дисків, виконаних з алюмінієво-керамічних композицій, які виготовляють для різних сфер застосування. Такі диски встановлюють, наприклад, з 1996 р. на електропоїздах міської залізниці Копенгагена і з 1997 р. на електропоїздах серії ICE 3. У найближчому майбутньому очікують на появу дисків на основі скловолокна. Однак найбільш багатообіцяючим є поєднання таких гальмівних дисків з новими гальмівними колодками типу Isobar, розробленими компанією Knorr-Bremse і мають при істотно меншій масі гарні експлуатаційні характеристики.

4.2.1 Гальмівні колодки Isobar

Нові колодки розробляли з метою забезпечення при гальмуванні рівномірного розподілу зусилля натискання по всій поверхні гальмівного диска. Основними завданнями були:

- підвищення ефективності розрахованих на важкий режим експлуатації дискових гальм шляхом поліпшення картини контакту, особливо при використанні металокераміки як фрикційний матеріал;

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		77

- зниження рівня шуму, що випромінюється при гальмуванні;
- усунення недоліків, властивих прийнятому в даний час способу кріплення гальмівних колодок з'єднання типу ластівчиного хвоста, яке вимагає великих допусків при виготовленні, не дає достатньої жорсткості кріплення колодки на тримачі і вимагає вільного простору при вертикальному монтажі;
- Забезпечення можливості заміни не всієї колодки, а тільки зношених її елементів, що зменшує витрати на технічне обслуговування та ремонт;
- Створення умов для застосування досить відпрацьованих і наявних на ринку фрикційних матеріалів.

Результатом розробки з'явилися нові гальмівна колодка та колодкотримач. Гальмівний блок у зборі складається з чотирьох компонентів: тримача, гальмівної колодки, механізму розподілу навантаження та власне гальмівних елементів. Новий колодкотримач взаємозамінний із звичайним так що колодки Isobar можна використовувати на рухомому складі, оснащеному гальмівними циліндрами колишньої конструкції.

База колодки служить для кріплення гальмівних елементів. Вона жорстко закріплена на утримувачі за допомогою кільцевого замка. Передача сил тертя від бази колодки власнику здійснюється через пппп підпружинений з попереднім натягом і має можливість осевого зміщення. Додаткова пружина фіксує базу щодо власника, так що їх взаємні переміщення, що прискорюють знос контактуючих поверхонь, зведені до мінімуму.

Гальмівні фрикційні елементи, що притискаються з певною силою до гальмівного диска, що обертається, забезпечують бажаний гальмівний ефект.

Всього на колодці 18 фрикційних елементів, з'єднаних з базою колодки таким чином, щоб забезпечувати рівномірність розподілу між ними зусилля, що створюється гальмівним циліндром натискання. Це досягається використанням трирівневого механізму розподілу навантаження, за

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
						78
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

допомогою якого фрикційні елементи пов'язані з базою. Схема механізму наведена рис. 4.16. Елементи, що мають шестигранну форму, закріплені на шарнірних кульково-ковпачкових опорах, розрахованих на зусилля, що сприймається кожним елементом. Завдяки застосуванню цього механізму поверхневий тиск між елементами та гальмівним диском зберігає зразкову сталість незалежно від миттєвого значення коефіцієнта тертя. Крім того, таке кріплення сприяє зведенню до мінімуму стрибкоподібного ефекту, який, як відомо, є основною причиною скрегочучого звуку при спрацьовуванні гальм.

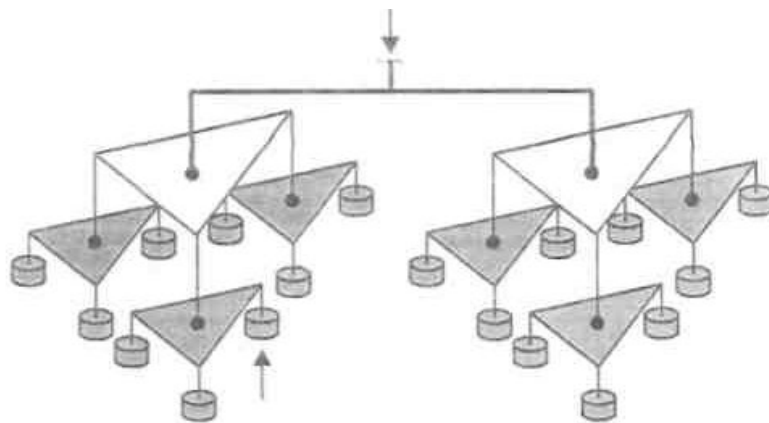


Рис. 4.16 - Механізм вирівнювання навантажень гальмівної колодки типу Isobar

Завдяки податливості окремих фрикційних елементів при точно визначеному контактному тиску колодка Isobar здатна при гальмуванні пристосовуватися до обумовлених вище факторами термічним «доріжкам» на поверхні гальмівного диска. Цим гарантується рівномірність передачі енергії гальмування диску та згладжування температурних напруг та зниження температурних піків у гарячих точках. Це показано на термографічному знімку (рисунок 4.17 б), зробленому за тих самих умов, що й наведений на рисунок 4.17 а. Відношення максимальної температури на поверхні диска до мінімальної зменшено, а максимальна температура знижена приблизно з 900 до 600°C.

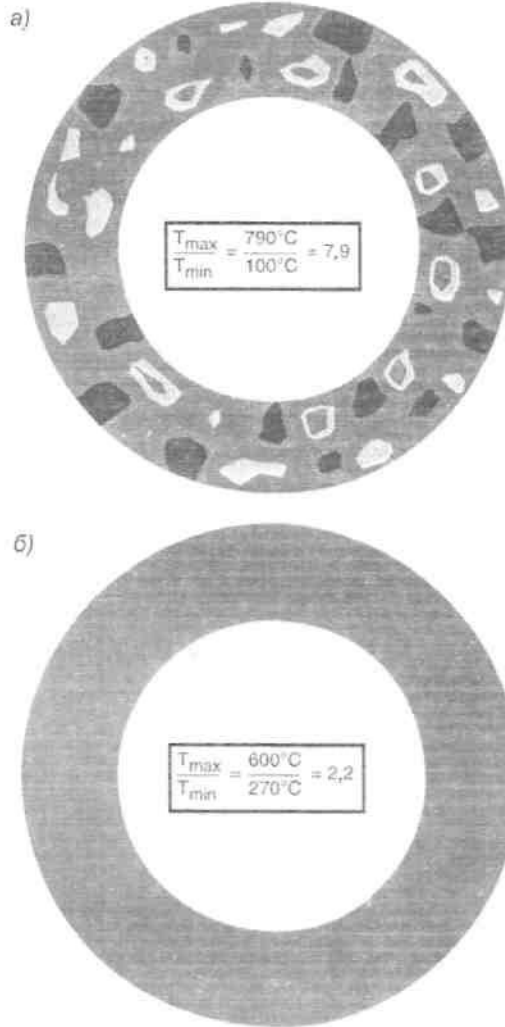


Рис. 4.17 - Термографічні знімки гальмівного диска електровоза серії 101 при гальмуванні зі швидкості 220 км/год:

а - з використанням звичайних колодок; про - з використанням колодок типу Isobar

Аналіз результатів всебічних випробувань колодки Isobar показав, що в заданому діапазоні температур вона підвищує ефективність гальмування приблизно на 50%, причому це справедливо як для миттєвих значень енергії тертя, які є функцією гальмівного моменту і швидкості, так і для загальної кількості енергії, яку гальмівний диск здатний поглинути у вигляді тепла.

Крім того, покращення характеру контакту веде до зменшення зносу колодок та дисків, що ще помітніше при високих навантаженнях. Вимірювання, проведені на динамометричному стенді з імітацією екстреного

гальмування зі швидкості 330 км/год, показали зменшення зносу на 90% порівняно з колодками звичайної конструкції з використанням тих же фрикційних матеріалів.

Ще одна перевага впливає із способу кріплення колодки на тримачі. Колодка знімається шляхом повороту по колу диска, і для цього не потрібно великого простору. Крім того, якщо гальмівні диски встановлені не на осі, а на колесах, можна взагалі відмовитися від них і використовувати як поверхні тертя бічні грані обода коліс. Скорочуються також потреба у запасних частинах та відповідні витрати, оскільки ліва та права колодки однакові.

4.2.2 Застосування колодок Isobar

Електропоїзди ICE 3 оснащені електродинамічним рекуперативним гальмом як службовим, а також безконтактним вихрострумовим рейковим гальмом. Фрикційне дискове гальмо використовується як додаткове при комбінованому режимі службового гальмування, а також як резервне на випадок екстреного гальмування і при відмові електричного гальма. Половина колісних пар поїзда моторні.

При конструкційній швидкості 330 км/год та осьовому навантаженні близько 14 т у поїзда в односистемному виконанні для внутрішніх перевезень максимальна кінетична енергія, яка повинна бути поглинена при екстреному гальмуванні, близька до 60 МДж на вісь. При звичайних гальмівних колодках з металокераміки для розсіювання такої кількості енергії потрібне встановлення на кожній осі як мінімум трьох гальмівних дисків із термостійкої сталі. Використання колодок Isobar з їхньою підвищеною гальмівною ефективністю та зниженими максимальними температурами дозволяє зменшити кількість дисків на осі до двох. На моторних колісних парах застосовані диски, закріплені на колесах, на підтримуючих - на осі.

Усунення третини дисків і устаткування (гальмівних циліндрів, кліщів, колодок), що відноситься до них, дає зниження маси восьмивагонного поїзда

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>81</i>

приблизно на 6,4 т. Крім того досягається істотна економія коштів, яка більш ніж компенсує деяке подорожчання обладнання. Ця економія проявляється вже за першої заміні колодок, оскільки на противагу звичайним, замінюваним цілком, тут замінюються лише окремі зношені фрикційні елементи.

При випробуваннях на динамометричному стенді з'ясувалося, що колодка Isobar значно меншою мірою схильна до скреготу. Лінійні випробування, проведені на експериментальному поїзді ICE-B, показали дуже низький рівень шуму, що випромінюється в навколишнє середовище при гальмуванні, і є підстави очікувати цього в регулярній експлуатації поїзда ICE 3. Це дуже важливо, так як поїзд ICE 3 створювався з урахуванням жорстких вимог стандартів щодо впливу на навколишнє середовище.

Поліпшені характеристики колодок Isobar можуть бути корисними при їх застосуванні на локомотивах та поїздах місцевих сполучень. Вимоги до сучасного рухомого складу, що експлуатується на звичайних лініях, аналогічні до швидкісних поїздів, хоча швидкість може бути менше, а осьове навантаження більше. Наприклад, електровоз серії 101 залізниць Німеччини має конструкційну швидкість 220 км/год і осьове навантаження 24,4 т. На кожній його осі встановлено по два гальмівні диски, і на кожен диск припадає максимальна енергія гальмування 22,8 МДж. На рiунці 4.17 а і б наведені термографічні знімки гальмівного диска такого електровоза при звичайних колодках і гальмівних колодках Isobar відповідно. При нових колодках відношення максимальної температури на поверхні диска до мінімальної при гальмуванні зі швидкості 220 км/год зменшується з 7,9 до 2,2.

Так як максимальну енергію фрикційним гальмам доводиться поглинати тільки у разі виходу з ладу тягового приводу, що забезпечує можливість електродинамічного гальмування, що буває досить рідко, застосування колодок; Isobar відкриває можливості використання у майбутньому більш

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
						<i>82</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

дешевих матеріалів, зокрема, не тільки металокераміки, а й термостійких органічних сполучних, подібних до застосовуваних на автомобілях і доступних на ринку. Ця можливість вже розглядається.

4.3 Розрахунок дискового гальма

На рисунку 4.18 показано схему важеля передачі дискового гальма пасажирського вагона з одним гальмівним циліндром діаметром 8" на два диски.

Гальмівний момент, що розвивається диском (кН·м)

$$M_T = K \cdot \varphi_k \cdot r$$

де K – сила натискання гальмівних накладок на диск, кН;

φ_k – коефіцієнт тертя гальмівних накладок по диску;

r – середній радіус гальмівного диска;

Передавальне число важеля передачі однієї колісної пари:

$$n_1 = \frac{195 \cdot 113}{105 \cdot 127} \cdot 4 \approx 6,6$$

Силу натискання гальмівних накладок на одну колісну пару:

$$\sum K = P \cdot n_1 \cdot \eta_n = 11,4 \cdot 6,6 \cdot 0,95 = 71,47 \text{ кН}$$

де P – зусилля по штоку гальмівного циліндра під час падіння повітря 0,38 МПа;

При тарі вагона 460 кН (осьове навантаження колісної пари $q_0 = 115$ кН) коефіцієнт сили натискання:

$$\delta = \frac{\sum K}{q_0} \cdot \frac{r_c}{R} = \frac{71,47}{115} \cdot \frac{0,24}{0,475} \approx 0,314$$

де r_c – середній розрахунковий радіус тертя гальмівного диска, м;

R – радіус колеса, м.

					031.185254.MP.000 ПЗ	Арк
						83
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

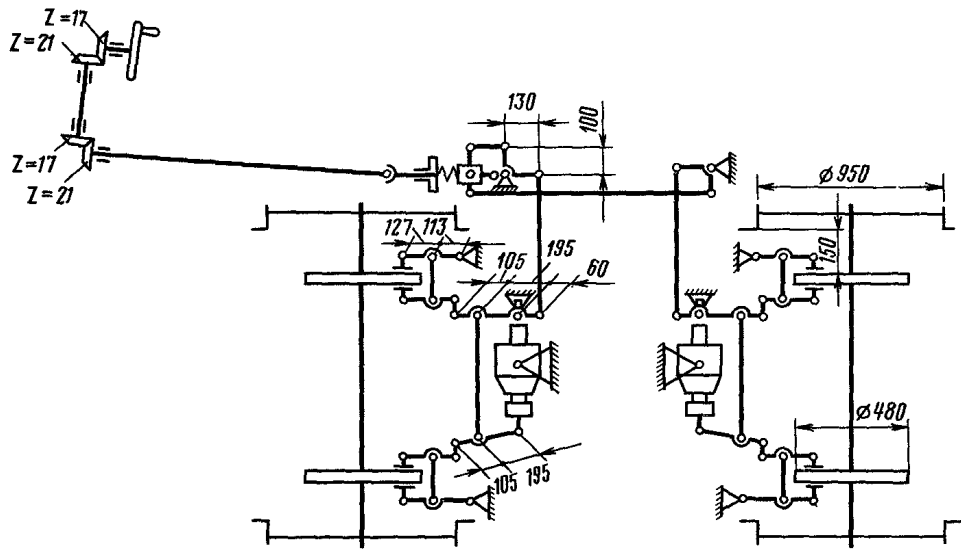


Рисунок 4.18 - Схема важеля передачі дискового гальма пасажирського вагона

5 ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЛЬМОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ З ДИСКОВИМ ГАЛЬМОМ НА СТАДІЇ ПРОЕКТУВАННЯ

Наведено методику розрахунку дискового гальма пасажирського вагона на основі комп'ютерного моделювання. Наведено основні розрахункові залежності, а також блок-схеми розрахунків у тому числі на вибір параметрів кліщового механізму при заданому значенні гальмівного шляху та максимальної швидкості на початку гальмування. Методика розрахунку показано з прикладу дослідження гальмівної ефективності пасажирського вагона для швидкості 200 км/год.

В даний час найбільшого поширення в Україні для вагонів з дисковим гальмом набули кліщові механізми виробництва німецької фірми «Knorr-Bremse», які згруповані у вигляді параметричного ряду ефективної площі поршня гальмівного циліндра (табл. 5.1).

Таблиця 5.1. Типи гальмівних циліндрів кліщових механізмів

№ п/п	Тип гальмівного циліндра	Ефективна площа поршня, см ²
1	11	67,0
2	12	77,4
3	121	80,0
4	14	90,5
5	15	97,0
6	151	100,5
7	16	105,0
8	18	112,0
9	20	122,0
10	22	131,6
И	24	142,7

Для всіх типів гальмівних циліндрів єдиним є передатне відношення 11,41, зусилля відпускної пружини - 630 Н і ККД кліщового механізму 0,97.

Враховуючи основні особливості дискових гальмівних систем, як універсальна характеристика для оцінки гальмівної ефективності дискових гальм запропоновано [1] приймати питому гальмівну силу, а як критерій - гальмівний шлях пасажирського поїзда.

Питома гальмівна сила b_T , яка визначається за формулою [2, 3,4]:

$$b_T = \delta_\delta \cdot \varphi_{mp}, \quad (1)$$

де, δ_δ - дійсний коефіцієнт сили натискання накладок, наведений до поверхні кочення колеса, що визначається за формулою:

$$\delta_{\delta.прив} = \frac{r_{mp}}{R_k} \cdot \frac{K_\delta \cdot m}{Q + T},$$

де, K_δ - дійсна сила натискання накладки на диск, кН (тс);

Q - корисне навантаження, кН (тс);

T - тара вагона, кН (тс);

r_{mp} - радіус тертя гальмівного диска, см;

R_k - розрахунковий радіус колеса по колу катання для нових коліс,

см;

m - кількість гальмівних накладок;

φ_{mp} - коефіцієнт тертя.

Дійсна сила натискання диска однієї накладки визначається за формулою:

$$K_{\delta 1} = \frac{1}{k} \cdot \frac{F_u \cdot p_u}{10 - K_{np}} \cdot \frac{n \cdot \eta}{1000}, \quad (3)$$

де, F_u - ефективна площа гальмівного циліндра, см²;

p_u - розрахунковий тиск у гальмівному циліндрі, кПа;

K_{np} - розрахункове зусилля стиснення внутрішньої відпускнуї пружини циліндра, Н;

n - передатне число кліщового механізму;

η - ККД важільного передачі кліщового механізму;

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
						86
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

k - кількість гальмівних накладок, що діють на один диск.

Методологія розрахунку гальмівної ефективності пасажирського вагона з дисковим гальмом на стадії проектування відрізняється від розрахунку вагона з колодковим гальмом. Для спрощення розрахункових досліджень було отримано методом комп'ютерного моделювання математичні вирази, що відображають функціональні залежності між питомою гальмівною силою та величиною дійсного гальмівного шляху діапазоні швидкостей 80-250 км/год (табл. 5.2). Похибка при використанні запропонованих формул вбирається у 0,7 % (рис. 5.1).

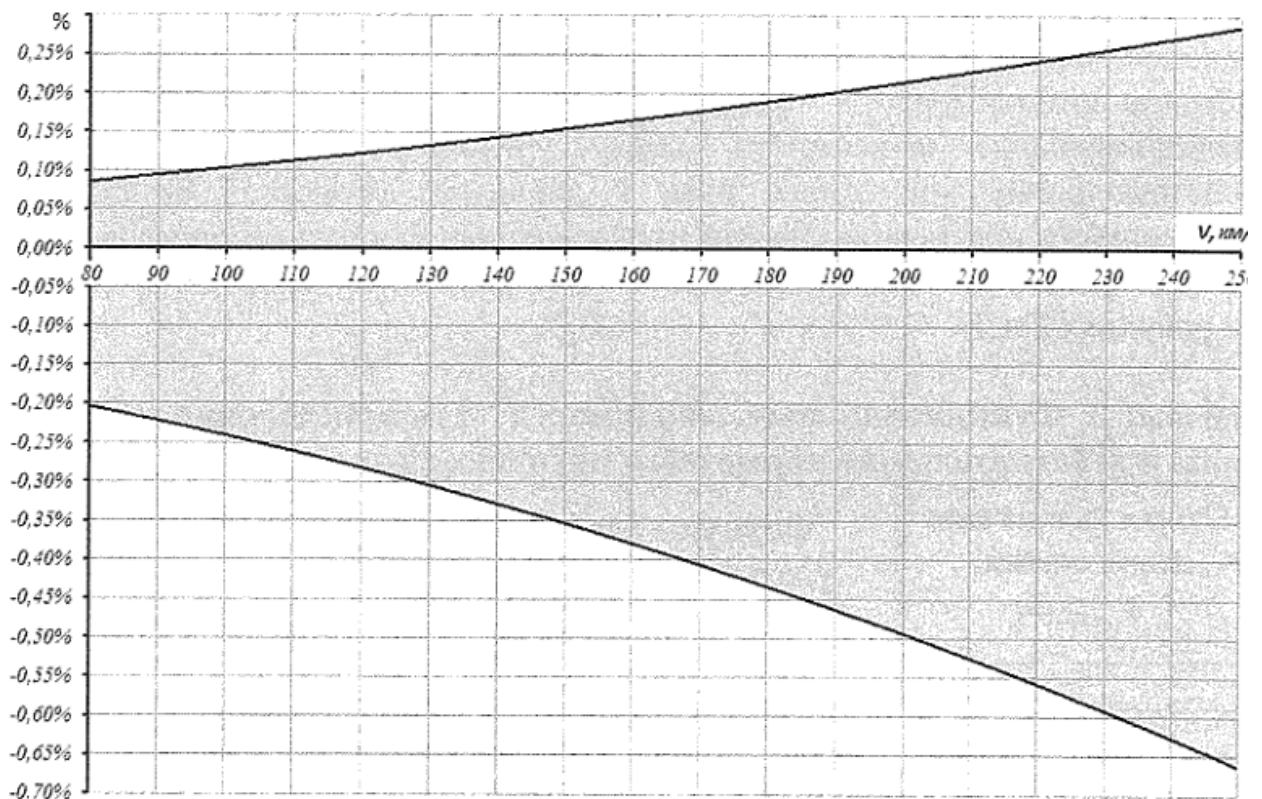


Рис. 5.1. Похибка під час використання формул таблиці 5.2.

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

Таблиця 5.2. Функціональні залежності для визначення питомої гальмівної сили та дійсної гальмівної колії пасажирського вагона на майданчику

Швидкість на початку гальмування, E_0 , км/Г	Формули для визначення питомої гальмівної сили за величиною гальмівного шляху	Формули для визначення гальмівного шляху за величиною питомої гальмівної сили
1	2	3
80	$b_{\partial} = 29,1063 \cdot S_{\partial}^{-1,0199}$	$S_{\partial} = 27,2511 \cdot b_{\partial}^{0,9804}$
90	$b_{\partial} = 37,3304 \cdot S_{\partial}^{-1,0218}$	$S_{\partial} = 34,5609 \cdot b_{\partial}^{0,9786}$
100	$b_{\partial} = 46,7485 \cdot S_{\partial}^{-1,0238}$	$S_{\partial} = 42,7578 \cdot b_{\partial}^{0,9766}$
110	$b_{\partial} = 57,4441 \cdot S_{\partial}^{-1,0260}$	$S_{\partial} = 51,8554 \cdot b_{\partial}^{0,9745}$
120	$b_{\partial} = 69,5537 \cdot S_{\partial}^{-1,0284}$	$S_{\partial} = 61,8613 \cdot b_{\partial}^{0,9723}$
130	$b_{\partial} = 83,1654 \cdot S_{\partial}^{-1,0311}$	$S_{\partial} = 61,8613 \cdot b_{\partial}^{0,9700}$
140	$b_{\partial} = 98,2338 \cdot S_{\partial}^{-1,0336}$	$S_{\partial} = 61,8613 \cdot b_{\partial}^{0,9675}$
150	$b_{\partial} = 115,1585 \cdot S_{\partial}^{-1,0365}$	$S_{\partial} = 61,8613 \cdot b_{\partial}^{0,9649}$
160	$b_{\partial} = 133,7440 \cdot S_{\partial}^{-1,0393}$	$S_{\partial} = 61,8613 \cdot b_{\partial}^{0,9622}$
170	$b_{\partial} = 154,5051 \cdot S_{\partial}^{-1,0424}$	$S_{\partial} = 61,8613 \cdot b_{\partial}^{0,9594}$
180	$b_{\partial} = 177,3806 \cdot S_{\partial}^{-1,0455}$	$S_{\partial} = 61,8613 \cdot b_{\partial}^{0,9565}$
190	$b_{\partial} = 202,4457 \cdot S_{\partial}^{-1,02487}$	$S_{\partial} = 61,8613 \cdot b_{\partial}^{0,9534}$
200	$b_{\partial} = 230,2766 \cdot S_{\partial}^{-1,0522}$	$S_{\partial} = 61,8613 \cdot b_{\partial}^{0,9503}$
210	$b_{\partial} = 261,2007 \cdot S_{\partial}^{-1,0559}$	$S_{\partial} = 61,8613 \cdot b_{\partial}^{0,9471}$
220	$b_{\partial} = 294,5845 \cdot S_{\partial}^{-1,0594}$	$S_{\partial} = 61,8613 \cdot b_{\partial}^{0,9438}$
230	$b_{\partial} = 331,7592 \cdot S_{\partial}^{-1,0632}$	$S_{\partial} = 61,8613 \cdot b_{\partial}^{0,9404}$
240	$b_{\partial} = 373,3627 \cdot S_{\partial}^{-1,0674}$	$S_{\partial} = 61,8613 \cdot b_{\partial}^{0,9369}$
250	$b_{\partial} = 417,3032 \cdot S_{\partial}^{-1,0712}$	$S_{\partial} = 61,8613 \cdot b_{\partial}^{0,9333}$

Розрахунок дискового гальма виконується відповідно до алгоритму, наведеного на рисунку 5.1.

Виконання умови відсутності юза полягає у не перевищенні питомої гальмівної сили гранично допустимих значень за умовою коефіцієнта зчеплення колеса з колією (табл. 5.3).

Практична реалізація обчислення за формулами таблиці 5.2 у середовищі Excel наведена на рисунках 5.2 і 5.3.

Таблиця 5.3. Гранично допустимі, за критерієм відсутності юза, значення питомої гальмівної сили

V, км/ч	Маса тари вагона				
	58	59	60	61	62
1	2	3	4	5	6
20	0,0822	0,0809	0,0795	0,0781	0,0768
30	0,0788	0,0775	0,0762	0,0749	0,0736
40	0,0757	0,0745	0,0732	0,0720	0,0707
50	0,0730	0,0718	0,0706	0,0694	0,0682
60	0,0705	0,0694	0,0682	0,0670	0,0659
70	0,0683	0,0672	0,0660	0,0649	0,0638
80	0,0663	0,0652	0,0641	0,0630	0,0619
90	0,0644	0,0633	0,0623	0,0612	0,0601
100	0,0627	0,0616	0,0606	0,0596	0,0585
110	0,0611	0,0601	0,0591	0,0581	0,0571
120	0,0596	0,0587	0,0577	0,0567	0,0557
130	0,0583	0,0573	0,0564	0,0554	0,0544
140	0,0570	0,0561	0,0551	0,0542	0,0533
150	0,0559	0,0549	0,0540	0,0531	0,0522
160	0,0548	0,0539	0,0530	0,0521	0,0511
170	0,0538	0,0529	0,0520	0,0511	0,0502
180	0,0528	0,0519	0,0510	0,0502	0,0493
190	0,0519	0,0510	0,0502	0,0493	0,0484
200	0,0510	0,0502	0,0493	0,0485	0,0477
210	0,0502	0,0494	0,0486	0,0477	0,0469
220	0,0495	0,0487	0,0478	0,0470	0,0462
230	0,0488	0,0480	0,0471	0,0463	0,0455
240	0,0481	0,0473	0,0465	0,0457	0,0449
250	0,0474	0,0466	0,0459	0,0451	0,0443

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

031.185254.MP.000 ПЗ

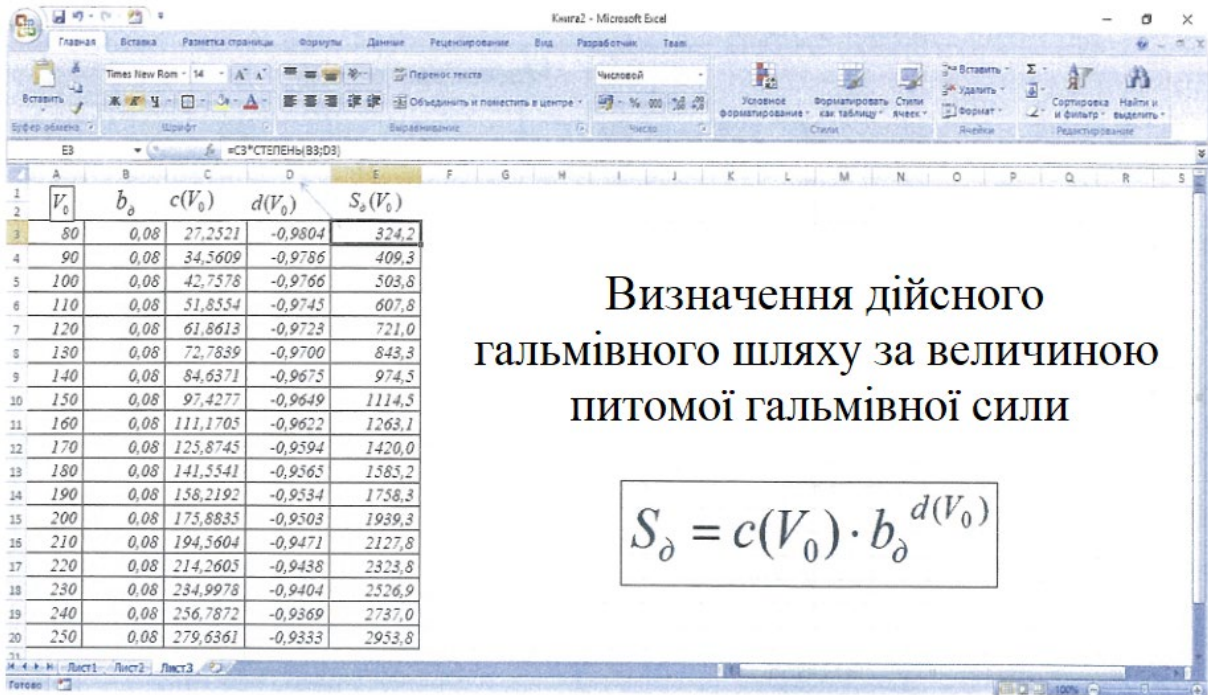


Рис. 5.2. Використання Excel при визначенні гальмівного шляху за питомою гальмівною силою.

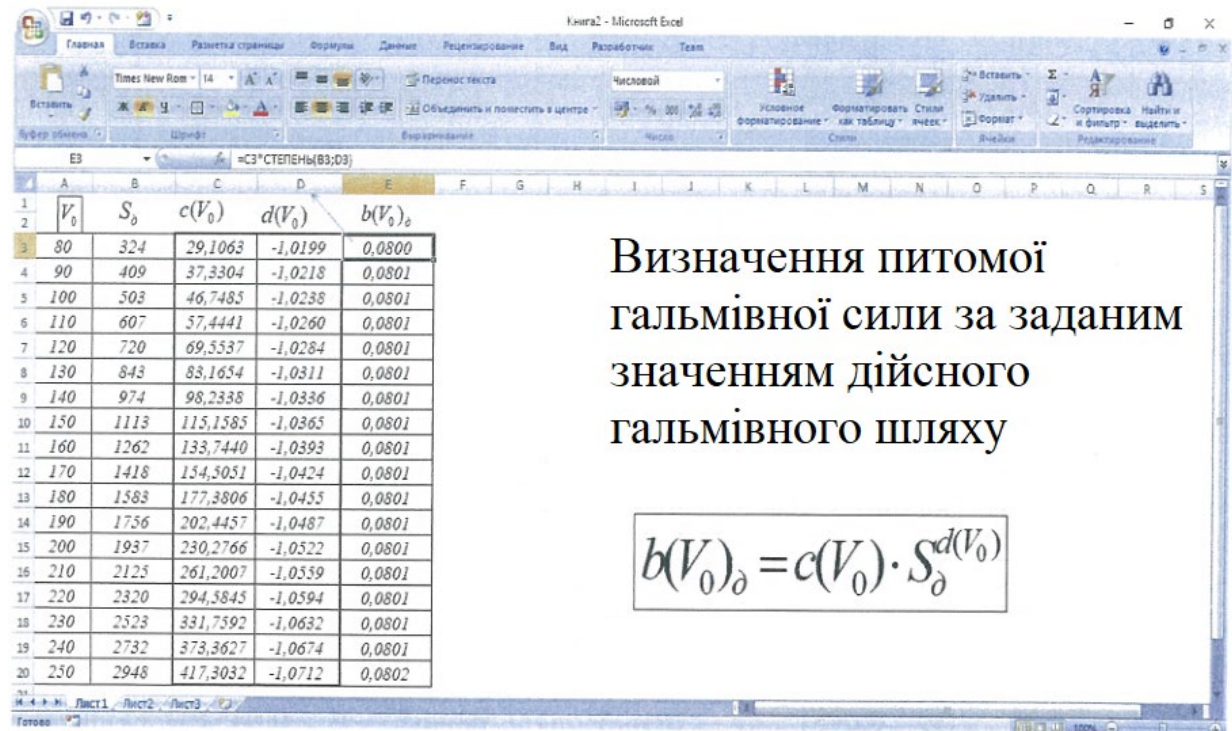


Рис. 5.3. Використання Excel при визначенні питомої гальмівної сили за величиною дійсного гальмівного шляху.

Розроблений алгоритм розрахунку дискового гальма пасажирського вагона на рис. 5.4. Як приклад використання зазначеного алгоритму розглядається пасажирський вагон з дисковим гальмом, вихідні дані для розрахунку наведені у таблиці 5.4.

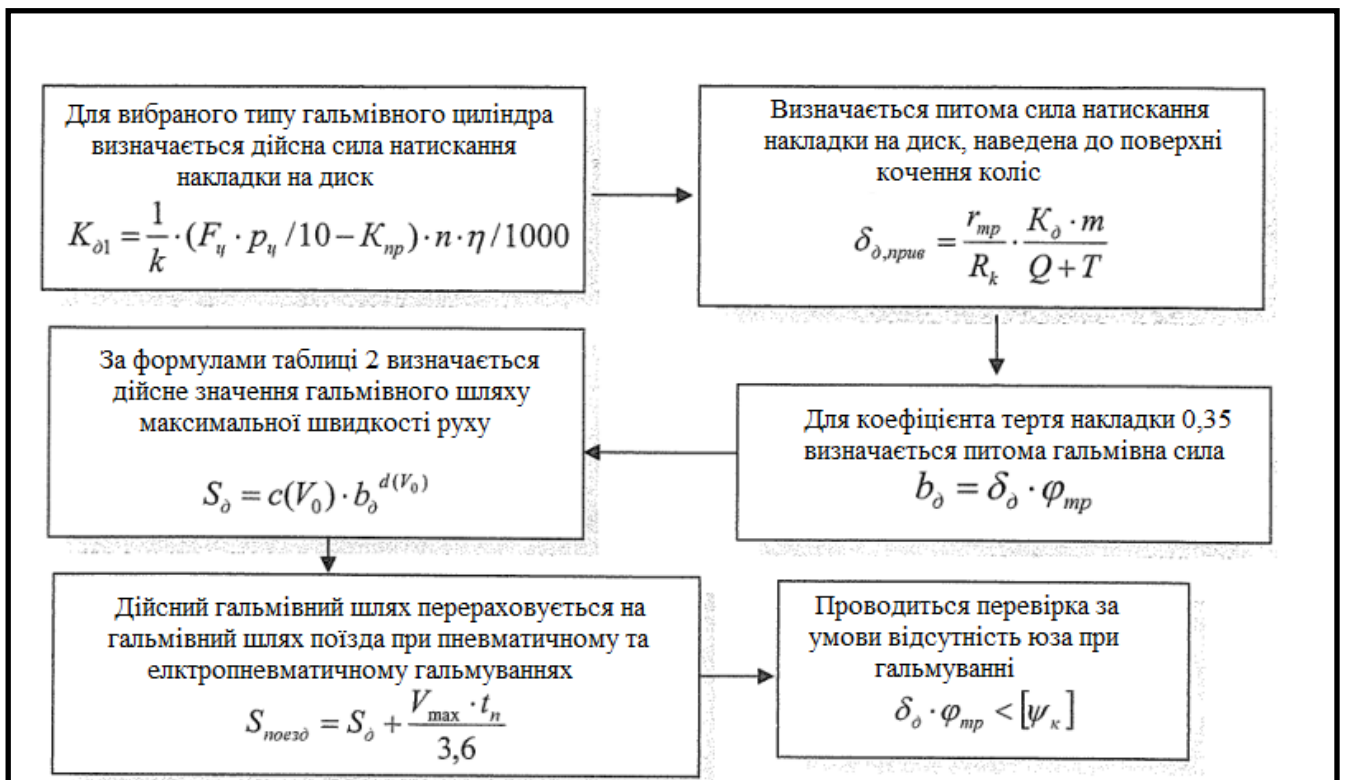


Рис. 5.4. Алгоритм розрахунку дискового гальма пасажирського вагона.

Таблиця 5.4. Характеристики пасажирського вагона та гальмівної системи

Найменування характеристики	Одиниця виміру	Позначення	Величина
Конструкційна швидкість руху	км/Г	V_k	200
Гальмівний шлях поїзда при пневматичному гальмуванні на майданчику та конструкційній швидкості, не більше	м	S_k	1600
Вага вагона (тара)	кН (тс)	T	588,6 (60)
Вага вагону при повній місткості	кН (тс)	$Q + T$	698,47 (71,2)
Діаметр колеса	мм	R_k	957
Ефективна площа гальмівного циліндра (тип 18)	см ²	$F_{\text{ц}}$	112
Зусилля поворотної пружини	Н	$K_{\text{пр}}$	630
Передавальне число важеля	-	n	11,41
ККД важільного передачі кліщового механізму	-	η	0,97
Число гальмівних дисків (три диски на осі)	шт.	$m_{\text{диск}}$	12
Кількість гальмівних накладок, що діють на один диск	шт.	k	2
Загальна кількість гальмівних накладок	шт.	m	24
Середній радіус тертя	мм	$r_{\text{пр}}$	233
Коефіцієнт тертя накладки	-	$\varphi_{\text{пр}}$	0,35
Розрахунковий тиск у гальмівному циліндрі	кПа	$P_{\text{ц}}$	380

Послідовність та результати розрахунку наведено у таблицях 5.5 та 5.6.

Таблиця 5.5. Послідовність розрахунку

Найменування параметру	Одиниця виміру	Результат розрахунку
1	2	3
Дійсна сила натискання накладки на диск	кН	$K_{d1} = \frac{1}{2} \cdot (112 \cdot 380 / 10 - 630) \cdot 11,41 \cdot 0,97 / 1000 = 20,066$
Питома сила натискання накладки на диск, наведена до поверхні катання колеса	-	$\delta_{d.прив} = \frac{2 \cdot 233}{957} \cdot \frac{20,066 \cdot 24}{698,47} = 0,3357$
Питома гальмівна сила	-	$\delta = 0,3357 \cdot 0,35 = 0,1175$

Таблиця 5.6. Гальмові шляхи пасажирського поїзда на майданчику при пневматичному гальмуванні

Швидкість, км/Г	Одиниця вимірювання	Гальмівний шлях
120 км/Г	м	$S_{поїзд} = 61,8613 \cdot 0,1175^{0,9723} + \frac{120 \cdot 4}{3,6} = 629$
140 км/Г	м	$S_{поїзд} = 84,6371 \cdot 0,1175^{0,9675} + \frac{140 \cdot 4}{3,6} = 827$
160 км/Г	м	$S_{поїзд} = 111,1705 \cdot 0,1175^{0,9622} + \frac{160 \cdot 4}{3,6} = 1050$
180 км/Г	м	$S_{поїзд} = 141,5541 \cdot 0,1175^{0,9565} + \frac{180 \cdot 4}{3,6} = 1297$
200 км/Г	м	$S_{поїзд} = 175,8835 \cdot 0,1175^{0,9503} + \frac{200 \cdot 4}{3,6} = 1568$
Гальмові шляхи, отримані за формулою $S_T = \frac{V_o \cdot t_{II}}{3,6} + \sum_n \frac{4,17 \cdot (v_n^2 - v_{n+1}^2)}{b_T + \omega_{ox} + i_c}$		
120 км/Г	м	630
140 км/Г	м	829
160 км/Г	м	1053
180 км/Г	м	1297
200 км/Г	м	1568

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата
-----	-----	----------	--------	------

031.185254.MP.000 ПЗ

Арк
92

Середнє уповільнення пасажирського поїзда визначається інтегруванням рівняння уповільнення (рис. 5), що визначається за формулою [4]:

$$\bar{a} = \frac{1}{t_{\text{торм}}} \int_0^{t_{\text{торм}}} (k_1 \cdot t^2 + k_2 \cdot t + k_3) dt, \quad (5.4)$$

де, k_i ($i=1,2,3$) - коефіцієнти рівняння (рис.5);

$t_{\text{торм}}$ - повний час гальмування, с.

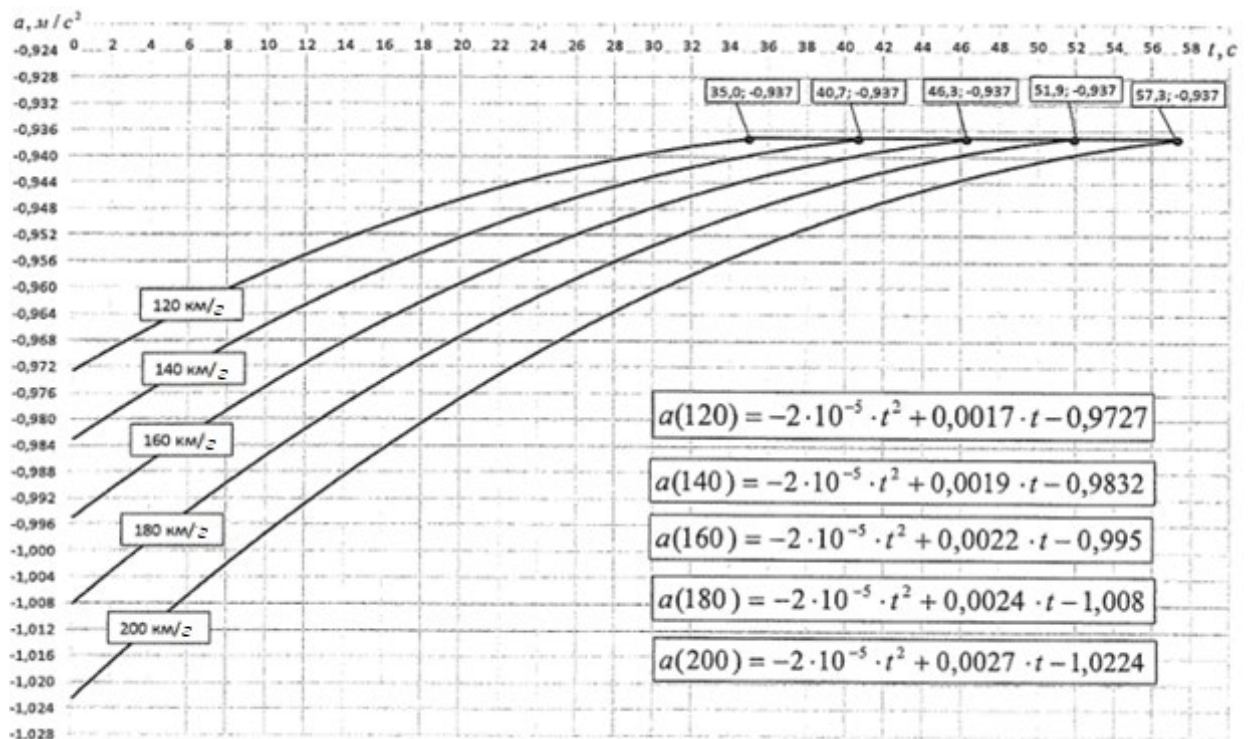


Рис. 5.5. Графіки уповільнення пасажирського поїзда

Алгоритм розрахунку гальмівної ефективності пасажирського вагона фірми Knorr-Bremse значною мірою відрізняється від розрахунків, прийнятих у країнах СНД. Для ілюстрації розрахунку за методикою Knorr-Bremse прийняті вихідні дані попереднього розрахунку (див. табл. 4). Розрахунок наведено у таблиці 7.

Таблиця 5.7. Розрахунок пасажирського вагона за методикою фірми «Knorr-Bremse»

Найменування	Одиниця виміру	Позначення («Knorr-Bremse»)	Результат
1	2	3	4
Тип – пасажирський			
Маса порожнього вагона	кг	m	60000
Маса вагона при повному завантаженні	кг	m	71200
Маса, що обертається (5 % від маси тари)	кг	m_r	3009,00
Кількість гальмівних циліндрів	шт	n_z	12,00
Кількість гальмівних дисків	шт	n_s	12,00
Параметри гальмівного циліндра			
Ефективна площа поршня гальмівного циліндра	см ²	A_B	112,00
Зусилля відпускнуї пружини	Н	F_G	630
ККД гальмівного циліндра	-	η_G	0,97
Тиск у гальмівному циліндрі (завантажений)	ваг	P_C	380,00
Передаточне відношення важеля		u_G	11,41
Діаметр колеса (нове)	мм	RR_n	957
Середній радіус тертя	мм	r_m	233
Поверхня тертя гальмівних накладок	см ²	A_B	400
Кількість колісних пар	шт	Π_r	4
Загальна маса обертається щодо колеса	кг	$w = m + m_r$	74209,00
Коефіцієнт тертя накладки	-	μ_{II}	0,35
максимальна швидкість	км/Г	v	200,00
Гальмівний шлях при пневматичному гальмуванні	м	s	1600,00
Час вільного руху від початку приведення гальма в дію	с	t_o	0,00
Час наповнення до 95% від номінального тиску	с	t_1	4
Зусилля на штоку гальмівного циліндра	н	$F_z = p_c \cdot A_k \cdot 10 - F_G$	3626,00

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

031.185254.MP.000 ПЗ

Арк
94

Продовження таблиці 5.7

1	2	3	4
Сила натискання накладок на один диск	Н	$F_b = F_z \cdot u_G \cdot \eta_G$	40131,48
Сумарна сила натискання накладок	Н	$F_B = n_z \cdot F_d$	481577,76
Питомий тиск натискання накладки на диск	Н/см ²	$p_B = \frac{F_B}{2 \cdot n_s \cdot A_B}$	50,16
Сумарна сила натискання накладок, що приведена до поверхні катання колеса	Н	$F_{Br} = F_B \frac{2 \cdot r_m}{d_L}$	234498,68
Сила натискання, наведена до поверхні катання колеса	Н	$F_{Br.R} = \frac{F_{Br}}{n_R}$	58624,67
Гальмівна маса (дійсний гальмівний коефіцієнт) без урахування мас, що обертаються	-	$A = \frac{F_{Br}}{m \cdot g} \cdot 100\%$	33,57% (0,3357)
Гальмівна маса (дійсний гальмівний коефіцієнт) з урахуванням обертових мас	-	$A_r = \frac{F_{Br}}{w \cdot g} \cdot 100\%$	31,60% (0,316)
Реалізоване зчеплення колеса з рейкою	-	$\mu_n = \frac{\mu_B \cdot F_{Br}}{w \cdot g}$	0,113
Сила уповільнення під час дії пневматичного гальма на майданчику		$F_{V.D} = \mu_B \cdot F_{Br}$	82074,538
Уповільнення на одиницю маси вагона (питома сила уповільнення)		$b_o = \frac{F_{V.D}}{w_G}$	1,106
Уповільнення на узвозі		$b_s = \frac{-i_c}{1.000} \cdot g$	0
Загальне уповільнення на узвозі		$b = b_d + b_s$	1,106
Гальмівний шлях при пневматичному гальмуванні на майданчику		$S = \frac{v^2}{3,6 \cdot 2 \cdot b} + \frac{v \cdot (2 \cdot t_o + t_1)}{3,6 \cdot 2}$	
120 км/Г	м		569,0
140 км/Г	м		761,5
160 км/Г	м		981,9
180 км/Г	м		1230,2
200 км/Г	м		1506,4
Середнє уповільнення		$b_m = \frac{v^2}{3,6 \cdot 2 \cdot S}$	
120 км/Г	м/с ²		0,976
140 км/Г	м/с ²		0,993
160 км/Г	м/с ²		1,006
180 км/Г	м/с ²		1,016
200 км/Г	м/с ²		1,024

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

031.185254.MP.000 ПЗ

Арк
95

Порівняльний аналіз методик розрахунків гальмівної ефективності пасажирського вагона з дисковим гальмом показав (табл. 5.8):

1. Відмінність у величинах гальмівного шляху зумовлено принципово різними алгоритмами визначення гальмівного шляху пасажирського поїзда;

2. Гальмівний шлях у запропонованій методиці визначається шляхом інтегрування диференціального рівняння руху, а за методикою «Knorr-Bremse» - за початковою швидкістю та уповільненням вагона. Крім того, у типовій методиці враховується уповільнення поїзда при дії питомої уповільнюючої сили та основного питомого опору руху поїзда, а в методиці «Knorr-Bremse» додатковий опір враховується масами, що обертаються, які складаються з масою вагона.

Таблиця 5.8. Порівняльний аналіз результатів розрахункових досліджень

Найменування	Типовий розрахунок	Розрахунок за методикою «Knorr-Bremse»	Відмінність, %
Гальмівна колія пасажирського поїзда при пневматичному гальмуванні на майданчику			
120 км/Г	629	569,0	9,54%
140 км/Г	827	761,5	7,92%
160 км/Г	1050	981,9	6,49%
180 км/Г	1297	1230,2	5,15%
200 км/Г	1568	1506,4	3,93%
Питома сила натискання накладки на диск, наведена до поверхні катання колеса	0,3357		Совпадають
Гальмівна маса без урахування мас, що обертаються		33,57%	
Питома гальмівна сила	0,1175		3,83% (збігаються без урахування обертових мас)
Реалізоване зчеплення колеса з рейкою		0,113	
Середнє уповільнення			
120 км/ч	-0,951	-0,976	2,63%
140 км/ч	-0,956	-0,993	3,87%
160 км/ч	-0,958	-1,006	5,01%
180 км/ч	-0,964	-1,016	5,39%
200 км/ч	-0,967	-1,024	5,89%

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

031.185254.MP.000 ПЗ

Арк
96

Як правило, в технічному завданні на проектування пасажирського вагона вказується величина гальмівної колії, а також максимальна швидкість руху. При цьому виникає необхідність вибору таких параметрів гальмівного блоку, що забезпечують гальмівну ефективність, задану технічним завданням.

Для вирішення поставленого завдання було розроблено алгоритм, представлений на рис. 5.6, згідно з яким вибір ефективної площі поршня гальмівного циліндра проводиться за умовою максимального граничного гальмівного шляху пасажирського поїзда на майданчику при пневматичному гальмуванні.

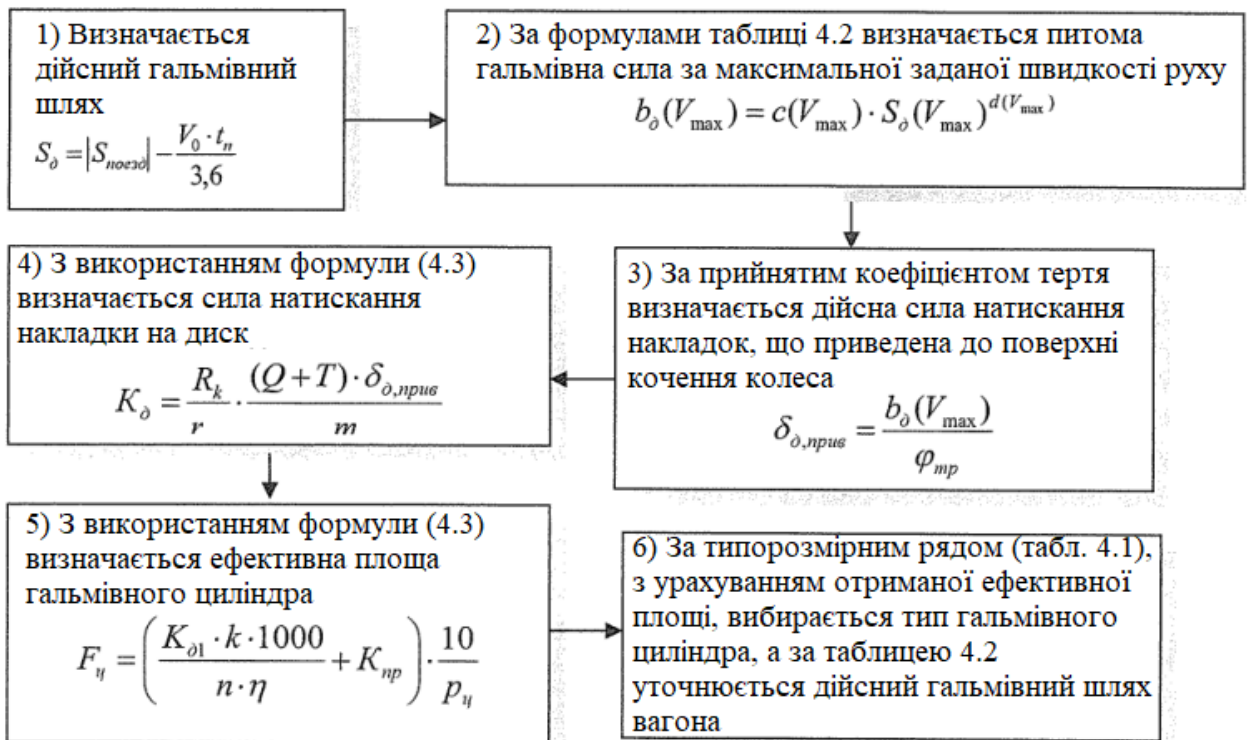


Рисунок 5.6 Алгоритм визначення параметрів кліщового механізму за заданим значенням гальмівної колії пасажирського поїзда при максимальній швидкості на початку гальмування.

Реалізації алгоритму наведено в таблиці 5.9 для пасажирського поїзда, гальмівна колія якого не повинна перевищувати 1600 м на майданчику при пневматичному гальмуванні при швидкості на початку гальмування 200 км/год.

Таблиця 5.9 - Послідовність розрахунку на вибір кліщового механізму

Найменування параметру	Одиниця виміру	Результату розрахунку
Дійсна гальмівна колія вагона $S_d = [S] - \frac{V_o \cdot t_n}{3,6}$	М	$S_d = 1600 - \frac{200 \cdot 4}{3,6} = 1378$
Питома сила натискання накладки на диск, що приведена до поверхні катання колеса при швидкості 200 км/ч $B_d = 230,2766 \cdot 5^{1,0522}$	-	$b_d = 230,2766 \cdot 1378^{-1,0522} = 0,1146$
Коефіцієнт дійсної сили натискання накладок, наведений до поверхні катання колеса: $\delta_{d.npus} = \frac{b_d(V_{max})}{\varphi_{mp}}$	-	$\delta_{d.npus} = \frac{0,1146}{0,35} = 0,3274$
Сила натискання накладки на диск $K_{d1} = \frac{R_k}{r_{mp}} \cdot \frac{(Q + T)\delta_{d.npus}}{m}$	кН	$K_{d1} = \frac{957}{2 \cdot 233} \cdot \frac{698,47 \cdot 0,3274}{24} = 10,57$
Ефективна площа гальмівного циліндра $F_u = \left(\frac{K_{d1} \cdot k \cdot 1000}{n \cdot \eta} + K_{np} \right) \cdot \frac{10}{p_u}$	см ²	$F_u = \left(\frac{19,57 \cdot 2 \cdot 1000}{11,41 \cdot 0,97} + 630 \right) \cdot \frac{10}{380} = 109,64$
За таблицею 1 вибирається найближча велика ефективна площа гальмівного циліндра	см ²	Приймається тип 18 гальмівного циліндра з ефективною площею 112
Для прийнятого типу гальмівного циліндра проводиться типовий розрахунок гальмівної ефективності пасажирського поїзда за таблицями 5 та 6		

Запропонована методика розрахункових досліджень, що базується на комп'ютерному моделюванні, дозволяє виконувати розрахункові дослідження з використанням універсальних формул, а також здійснювати вибір параметрів кліщового механізму, що забезпечують задану технічним завданням гальмівну ефективність пасажирських вагонів з дисковим гальмом.

6 ЕФЕКТИВНІСТЬ ВПРОВАДЖЕННЯ ШВИДКІСНОГО РУХУ ПОЇЗДІВ

6.1 Ефективність впровадження швидкісного руху за кордоном

Необхідність підвищення швидкості руху поїздів – пріоритетне завдання розвитку залізничного транспорту в усіх індустріально розвинутих країнах світу. У Японії та ряді країн Західної Європи швидкісні поїзди – реальна конкуренція автомобільному та авіатранспорту на ділянках завдовжки до 500 км. При цьому забезпечується висока безпека руху завдяки ізольованості високошвидкісних залізничних ліній. Як свідчить світовий досвід, за 42 роки існування високошвидкісних магістралей у світі перевезено 5 млрд пасажирів.

Прикладом ефективності швидкісних перевезень з досвіду Німеччини може бути ділянка залізниці між Гамбургом і Франкфуртом-на-Майне. Час поїздки між ними під час експлуатації поїздів ICE, максимальна швидкість яких становить 280 км/рік, скоротилася на одну годину. Кількість пасажирів протягом року зросла із 127 тис. до 177 тис. осіб, у тому числі на швидкісних ділянках із 27,09 до 38,7 %. Точність дотримання графіка поруч із комфортом та високою швидкістю – найважливіший фактор привабливості поїздів ICE, бо близько 50 % пасажирів пересідають на узгоджені з ними потяги інших ділянок.

Загалом високошвидкісні залізничні лінії на залізницях Німеччини (DBAG) розвиваються в рамках створеної зараз єдиної європейської мережі. Вона містить у собі лінії країн Європейського Союзу, а також Швейцарії та Австрії. Загальна довжина мережі становить 35 тис. км., у тому числі 20 тис. км. нових ліній. Передбачається, що вона матиме вихід на Україну.

Початок високошвидкісних ліній на DBAG знаменувався введенням в експлуатацію в червні 1991 р. поїздів ICE та нових ліній Мангейм – Штутгарт (100 км) та Галлахер – Вюгнбург (327 км). Високошвидкісні потяги ICE утворили мережу зі стабільним графіком руху. 3 травня 1993 р.

					031.185254.MP.000 ПЗ	Арк
						99
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

структуру запропонованих послуг було розширено, причому особливу увагу було приділено включенню до нової мережі Берліна. В експлуатації знаходяться 60 поїздів ICE, які виконують близько 25 % обсягу перевезень у далеких сполученнях. У першому році експлуатації ці потяги обслуговують 12,7 тис. рейсів. У середньому в одному поїзді перевозилося 338 людей. Розрахункова населеність використовувалася на 51%. У потягах ICE відповідно 305 осіб на 47%.

Високошвидкісний електропоїзд Thalys, призначений для обслуговування міжнародних пасажирських з'єднань на напрямі Париж – Брюссель – Кельн – Амстердам (РВКА), був уперше представлений у червні 1996 р., а наприкінці 1997 р. введений у регулярну експлуатацію спочатку між Парижем та Брюсселем. Він є першим з поїздів TGV, що може безперешкодно курсувати лініями залізниць європейських країн, тягового електропостачання чотирьох видів та оснащеним різними системами сигналізації та зв'язку.

Адміністрації залізниць Франції (SNCF), Бельгії (SNGB), Нідерландів (MS) та Німеччини (DBAG), зацікавлені в організації високошвидкісних з'єднань між зазначеними країнами, ще в лютому 1988 р. розробили технічні умови на новий поїзд, призначений для руху з швидкістю не менше 300 км/рік за спеціалізованими високошвидкісними та 220 км/рік за реконструйованими лініями.

Було поставлено завдання за рахунок значного скорочення часу поїздки (таблиця 6.1) при високому рівні комфорту та порівняно різких тарифах (так на маршруті Париж – Кельн передбачувана ціна квитка на проїзд у вагоні другого класу поїзда Thalys приблизно в 5 разів нижче за ціну авіаквитка) збільшити обсяг перевезень із 3 до 6 млн. чоловік на рік. Думали, що завдяки підвищеній привабливості швидкісних залізничних сполучень РВКА на напрямі з інтенсивними пасажиропотоками, де до теперішнього часу стало очевидним навантаження автомобільних доріг та аеропортів,

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
						<i>100</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

залізницям вдасться повернути значну частину пасажирських перевезень.

Таблиця 6.1 – Тривалість поїздки на різних стадіях реалізації РВКА

Маршрут	Найкращий час поїздки за роками		
	1998	2002	2016
Париж-Брюссель	2 год 14 хв	1 год 25 хв	1 год 20 хв
Париж-Антверпен	3 год 21 хв	2 год 05 хв	2 год 00 хв
Париж-Амстердам	6 год 00 хв	4 год 10 хв	3 год 15 хв
Париж-Л'єж	3 год 22 хв	2 год 20 хв	2 год 10 хв
Париж-Кельн	5 год 15 хв	4 год 16 хв	3 год 10 хв

В Англії з літа 1998 р. високошвидкісний поїзд Heathrow Express (НEX) виконує регулярні рейси між одним із найбільших у світі аеропортом Хітроу та розташованою в центрі Лондона станцією Паддінгтон. Довжина траси 27 км. Поїзд проходить її без зупинок зі швидкістю 160 км/год за 15 хвилин. За часом з поїздом НEX не може зрівнятися жоден із видів транспорту Лондона. До цього до аеропорту можна було доїхати на метро за 50 хвилин.

Транспортна компанія ВAA Heathrow Express, яка експлуатує ці поїзди, реалізувала у цьому проекті основний принцип – пасажирів повинні сприймати поїздки в експресі як продовження чи початок польоту. Це досягається коротким часом поїздки, плавністю ходу, високою швидкістю, дизайном пасажирських салонів бізнес-класу, сучасною відеосистемою інформування пасажирів, здаванням та отриманням багажу на станції Паддінгтон. За рік поїзд НEX перевозить 6 млн. пасажирів. Це означає, що щодня виконується на 3000 автомобільних поїздок до аеропорту менше, ніж раніше.

Європейський досвід свідчить про значний техніко-економічний ефект будівництва та експлуатації високошвидкісних магістралей:

- Підвищується зайнятість у високотехнологічних галузях;
- Відбувається технічна та технологічна модернізація підприємств транспортного машинобудування, транспортного будівництва, залізничного транспорту;
- Досягається значний екологічний ефект, при цьому сучасні будівельні технології дозволяють звести до мінімуму збитки під час прокладання нових залізничних колій;
- Підвищується безпека руху, знижується рівень травматизму на залізничному транспорті.

Крім того, продуктивність високошвидкісних поїздів вища, ніж звичайних, що дозволяє заощаджувати залізницям значні кошти. Так, продуктивність високошвидкісного вагона в 4 рази вища, ніж звичайного купейного, і в 8 разів вища за вагон типу СВ. Високошвидкісний рух дозволяє забезпечувати набагато вищий рівень обслуговування пасажирів, за швидкістю перевезення реально конкуруючи з авіатранспортом. Залучення на залізничний транспорт пасажирів, які готові платити за новий рівень сервісу, для залізниць має особливе значення. Пасажирські перевезення в Україні є збитковими. Вартість квитків покриває витрати залізниці лише на 22% – у приміському сполученні та на 40% – на далекому. Навіть вартість проїзду у “елітних” вагонах не окупає витрати залізничників. Фахівці впевнені, що поява високошвидкісного руху в Україні дозволила б частково вирішити проблему збитковості перевезень пасажирів.

6.2 Розрахунок економічного ефекту від запровадження швидкісного руху на залізничному транспорті

Для оцінки економічного ефекту впровадження високошвидкісних електропоїздів нам потрібно розрахувати експлуатаційний парк

					031.185254.MP.000 ПЗ	Арк
						102
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

моторвагонного депо, який потрібен для обслуговування розрахункової ділянки колії, завдовжки $L=250$ км, для двох варіантів:

- при використанні електропоїздів EP2 з конструктивною швидкістю $V_k = 120$ км/год;

- при використанні високошвидкісних електропоїздів із конструктивною швидкістю $V_k = 350$ км/год.

Експлуатаційний парк електропоїздів знаходимо за формулою:

$$M_e = \Sigma N \cdot k, \quad (6.1)$$

де N кількість пар поїздів, $N = 30$;

k – коефіцієнт потреби локомотива

Коефіцієнт потреби локомотива до:

$$k = \left(\frac{2L}{V_y} + t_{oe} + t_{ob} \right) / 24 \quad (6.2)$$

де L – Довжина розрахункової ділянки колії, км;

V_y – середня швидкість для обох напрямків на розрахунковій ділянці, км/год;

t_{oe} – час перебування в оборотному депо (загалом у депо та на станції), $t_{oe}=3$ год.;

t_{ob} - час знаходження в оборотному депо, $t_{ob} = 1$ год. 40 хв.

1 Проведемо розрахунок для першого варіанта.

Для електропоїзда EP2 приймаємо дільничну швидкість $V_y = 90$ км/год.

$$k_1 = \left(\frac{2 \cdot 250}{90} + 3 + \frac{5}{3} \right) / 24 = 0,43;$$

$$M_{e1} = 0,43 \cdot 30 = 12,78;$$

Проведемо розрахунок із другим варіантом. Враховуючи стан наших шляхів, обираємо дільничну швидкість для високошвидкісного електропоїзда.

$V_y = 200$ км/год, тому:

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
						103
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$k_2 = \left(\frac{2 \times 250}{200} + 3 + \frac{5}{3} \right) / 24 = 0,3;$$

$$M_{e2} = 0,3 \cdot 30 = 9$$

Загальні витрати в мотор-вагонному депо становлять $E_{общ} = 36426,4$ тис.грн., тому на один електропоїзд припадає $U_{од} = 301,25$ тис.грн. на год.

Після проведених розрахунків можна здійснити кількісну оцінку економічної діяльності:

$$\Delta M_E = M_{e1} - M_{e2} \quad (6.3)$$

$$\Delta M_E = 12,78 - 9 = 3,78$$

Тепер ми можемо провести матеріальну оцінку:

$$\Delta E = \Delta M_E \cdot E_{од} \quad (6.4)$$

$$\Delta E = 201,25 \cdot 3,78 = 760,725 \text{ (тис.грн.)}$$

Це показує, що при використанні високошвидкісних поїздів для обслуговування розрахункової ділянки потрібно на 3,78 електропоїздів менше, ніж електропоїздів серії EP₂, що призводить до економії коштів, сума яких становить 1157,1875 тис.грн.

Також необхідно врахувати, що для реалізації швидкісного руху відповідно до вимог безпеки руху необхідно застосовувати дискові гальма.

Конструкція дискового гальма забезпечує простий та вільний доступ до вузлів дискового гальма та зменшує експлуатаційні витрати.

Незважаючи на відносно високу вагу осьових гальмівних дисків, візки, обладнані ними, не важчі, ніж візки з гальмівними колодками приблизно такої ж потужності, т.к. відсутні триангелі, гальмівні черевики та буферні балки візки, що використовуються для їх кріплення; крім того, гальмівні циліндри менші, легші, трубопроводи тонші і потрібно менше деталей для передачі гальмівної сили.

Невелика вага гальмівних тяг частково компенсує вагу гальмівних дисків.

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
						104
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Вага дискового гальма на одиницю потужності менша за вагу колодкового гальма. Крім цього, є перспектива подальшого зниження ваги дискового гальма на одиницю потужності у зв'язку зі створенням біметалічних гальмівних дисків та легших гальмівних важільних систем.

Для зменшення зносу шарнірних вузлів усі шарніри, виконані з синтетичного матеріалу, амортизують ударну роботу і знижують знос.

Завдяки зниженню втрат на тертя збільшується механічний коефіцієнт корисної дії, а також зменшення загальної ваги призводить до зменшення енергетичних витрат на тягу.

					031.185254.MP.000 ПЗ	Арк
						105
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Проведено дослідження особливостей вимог до гальм пасажирських вагонів швидкісного руху сполученням Україна-ЄС щодо ефективності їх роботи. Проаналізовано доцільність та ефективність впровадження швидкісного руху за кордоном

Проведено аналіз конструктивних особливостей гальмівного обладнання пасажирських вагонів.

Встановлено відмінності в технічних умовах експлуатації пасажирських вагонів Європейського Союзу та Укрзалізниці:

- 1) різниця ширини колії,
- 2) різні конструкції автозчіпного обладнання,
- 3) відмінності в опорах на ковзуни та пари п'ятник-підп'ятник,
- 4) особливості гальмівного устаткування

Виконаний розрахунок гальмової ефективності пасажирських вагонів з дисковим гальмом;

Встановлено, що при використанні високошвидкісних поїздів для обслуговування ділянки у 250 км потрібно на 3,78 електропоїздів менше, ніж електропоїздів серії EP2, що призводить до економії коштів, сума яких становить 1157,1875 тис. грн.

Використання гальмівних накладок дозволяє зменшити втрати на тертя, що підвищує ККД машини, а зменшення загальної маси призводить до зниження енерговитрат на тягу.

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
						106
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

- 1 Бабаев А.М. Тормозное оборудование вагонов международного сообщения: Метод. материалы. – Днепропетровск. :ДНУЖТ, 2002. – 78 с.
- 2 Бабаев А.М., Дмитриев Д.В. Принцип действия, расчеты и основы эксплуатации тормозов подвижного состава: Учебное пособие. – Киев. :КУЕТТ, 2007. – 176 с.
- 3 Бабаев А.М., Довганюк С.С., Шатунов О.В. Проектирование, техническое обслуживание и ремонт тормозов вагона: Метод. указания к курсовому проекту. – Днепропетровск.: ДНУЖТ, 2001. – 20 с.
- 4 Бабаєв, А. М. Дискові гальма вантажних вагонів / О. М. Бабаєв, О. С. Книшук, І. В. Ісопенко, Л. А. Мурадян // Вагонний парк. – 2011. – № 12. С. 44-48.
- 5 Балон, Л. В. Підвищення ефективності гальмування рухомого складу залізничного транспорту: авт. дис. д.т.н. : 05.22.07, 05.22.12 / Л. В. Балон. - Дніпропетровськ: ДПТ, 1991.-49 с.
- 6 Болжеларський, Я. В. Визначення питомого опору руху спеціального самохідного рухомого складу експериментальним методом / Я. В. Болжеларський, С. С. Довганюк, О. С. Набоченко // Зб. наук. пр. Укр. держ. ун-ту залізн. трансп. - Харків, 2014. - Вип. 148, ч. 1. - С. 156-163.
- 7 Буато, М. Гальмівне обладнання поїздів TGV-Atlantique / М. Буато, Б. Крістіан // Revue Generate des Chemins de Fer. – 1987. – № 9. – С. 7 – 19.
- 8 Донченко О.О. Организация международных перевозок: Учебное пособие. – Киев, КНТУ, 2008. – 307 с.
- 9 Ейтутіс Г., Карпов В., Никифорок О. Міжнародний вимір продуктивності залізничного транспорту України як основа вибору напрямів його модернізації. Економіст. 2014. № 5. С. 63–68. 62
- 10 Инструкция по эксплуатации тормозов подвижного состава на железных дорогах Украины (ЦТ-ЦВ-ЦЛ-0015). – Киев, Укрзалізниця, 2002. – 62 с.
- 11 Інструкція з технічного обслуговування, ремонту та випробування гальмового устаткування локомотивів і моторвагонного рухомого складу. № ЦТ-0058. Київ, 2002, 223с.
- 12 Кирпа Г.Н. Интеграция железнодорожного транспорта Украины в европейскую транспортную систему: Монография. – Днепропетровск, ДНУЖТ, 2003. – 268 м.
- 13 Кирпа Г.Н., Корниенко В.В., Пшинько А.Н. Железные дороги мира в XXI веке: Монография. – Днепропетровск, ДНУЖТ, 2004. – 242 с.
- 14 Кіницька Г.П. Технічні вимоги до гальмівних систем перспективних вантажних вагонів / Г.П. Кіницька, А.і. Шведов, м.І. Яланський. Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад», 2020. Вип. 20. С. 71-76.
- 15 Корневский Н.В., Головка В.Ф., Деревянчук Я.В. Тормозное оборудование вагонов международного сообщения: учебное пособие. – Харьков.: УкрГАЗТ, 2002. – 88 с.

					031.185254.MP.000 ПЗ	Арк
						107
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

- 16 Коренівський, М. В. Гальмове устаткування вагонів міжнародного сполучення : навч. посібник / М. В. Коренівський, В. Ф. Головка, Я. В. Дерев'янчук. – Харків : УкрДАЗТ, 2007. – 101 с.
- 17 Ловська А. О., Равлюк В. Г. Сучасні гальмівні системи вагонів: Конспект лекцій. – Харків: УкрДУЗТ, 2018. – Ч. 1. – 102 с.
- 18 Ловська А. О., Равлюк В. Г. Сучасні гальмівні системи вагонів: Конспект лекцій. – Харків: УкрДУЗТ, 2019. – Ч. 2. – 61 с.
- 19 Мартинов, І. Е. Розрахунки теплових режимів при гальмуванні: Метод. вказівки / І. Е. Мартинов, В. Г. Равлюк, І. М. Афанасенко. – Харків : УкрДАЗТ, 2015. – 36 с.
- 20 Мурадян Л. А. Про гальмівні колодки доріг України / Л. А. Мурадян, О. М. Бабаєв, С. В. Винокурова // Вагони та вагонне господарство. — 2010. — № 24. — С. 43—44.
- 21 Нормативи по гальмам. № ЦВ-0011. Київ, 1998, 18с.
- 22 Організація швидкісних та високошвидкісних перевезень: Конспект лекцій / А. В. Прохорченко, Т. Ю. Калашнікова, Д. В. Константинов, П. В. Долгополов. – Харків: УкрДУЗТ, 2021. – Ч. 1. – 62 с
- 23 Офіційний сайт КВБЗ. [Електронний документ] Режим доступу: <http://www.kvsz.com/index.php/ru/produksiya/passazhirskoe-vagonostroenie/motorvagonnyj-podvizhnoj-sostav/item/2423-passazhirskij-dizel-poezd-dpkr-3>
- 24 Памятка ОСЖД О+Р/541 «Требование которым должен отвечать тормоз для пассажирского подвижного состава с пневматическим управлением», 2022. – 30 с.
- 25 Про затвердження Технічного регламенту безпеки рухомого складу залізничного транспорту. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1194-2015-%D0%BF#Text> (дата звернення: 10.06.2021).
- 26 Равлюк, В. Г. Методичні вказівки до практичних занять з дисципліни «Гальмові системи вагонів міжнародного сполучення» / В. Г. Равлюк, Я. В. Дерев'янчук. – Харків : УкрДАЗТ, 2011. – Ч. 1. – 14 с.
- 27 Рух пасажирських поїздів прискорених. Вимоги до інфраструктури та рухомого складу. СТП 01-005:2016. Затв. наказом ПАТ «Укрзалізниця» від 29.04.2016 № 343. Київ, 2016. С. 87.
- 28 Самсонова С.А., Гельман Я.Л. Тенденция развития тормозов за рубежом. – Вестник ВНИИЖТа, 1970, №23. с.51-52
- 29 Терещак, Ю. В. Вимоги з допуску рухомого складу до експлуатації у міжнародному сполученні / Ю. В. Терещак // Залізничний транспорт України. — 2011. — № 6. — С. 39—41.
- 30 Технические требования к локомотивам и пассажирскому подвижному составу (TSI “LOCOMOTIVES AND PASSENGER RST”). - ERA INTEROPERABILITY UNIT, 2009. – 169 с.
- 31 Ткаченко О.П. Железнодорожные системы колеи 1520 мм и 1435 мм. Вопросы интероперабельности и техническое регулирование. Задачи

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
						108
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

контактной группы ОСЖД/ЕРА. – Железнодорожный транспорт Украины, 2010, №3. с. 12-15

32 Удосконалення методів ефективності гальм вагонів / О. М. Пшинько, С. В. Мямлін, В. І. Приходько та ін. // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. - Дніпропетровськ, 2005. - Вип. 7. - С. 74-78.

33 Шевченко К.В. Дисковый тормоз пассажирских вагонов. – Вагонный парк, 2010, №6. с.45-47

34 Dinh Nguyen Pham. Complex Job Shop Scheduling: Formulations, Algorithms and a Healthcare Application. Thesis presented to the Faculty of Economics and Social Sciences at the University of Fribourg (Switzerland). 2008. P. 162.

35 Economic Analysis of High Speed Rail in Europe / Ginés de Rus, Ignacio Barrón, Javier Campos, etc. Fundación BBVA. Plaza de San Nicolás, 4. 48005 Bilbao, 2009. 140 p

36 Givoni, M. Development and impact of the Modern High-Speed Train. Transport Review. 2006. Vol. 26, No. 5. P. 593–611.

37 Gonzalez, T., Sahni S. Open shop scheduling to minimize finish time. J. ACM. 1976. Vol. 23. P. 665–679.

38 Greenberg H. An Analysis of Traffic Flows. Oper. Res. 1959. V. 7. P. 79–85.

39 International Union of Railways. URL: <https://uic.org/> (дата звернення: 10.06.2021).

40 Kontaxi Evangelia, Ricci Stefano. Railway capacity analysis: methodological framework and harmonization perspectives. 12th WCTR. July 11-15, 2010. Lisbon, Portugal. P. 21.

41 The European Rail Traffic Management System. URL: https://www.ertms.net/?page_id=40 (дата звернення: 10.06.2021).

42 Varlet J. Dynamique des interconnexions des réseaux de transports rapides en Europe: devenir et diffusion spatiale d'un concept géographique. Flux. 2000. №41, P. 5–16.

43 Vickerman R. High-speed rail in Europe: experience and issues for future development. The Annals of Regional Science, 1997. № 31. P. 21–38.

					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	Арк
						109
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		



					<i>031.185254.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
						<i>110</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		