Український державний університет залізничного транспорту

Кафедра інженерії вагонів та якості продукції

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ВИБІР КОНСТРУКЦІЇ БУКСОВИХ ВУЗЛІВ ДЛЯ ШВИДКІСНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

Пояснювальна записка і розрахунки
до магістерської кваліфікаційної роботи

МКР. 00200. 05.00 ПЗ

Виконав: магістрант групи 222-ВВГ-Д24
спеціальності 273 Залізничний транспорт
(роботу виконано самостійно, відповідно до принципів академічної доброчесності)

_____Андрій ТЕЛЬПУК

Керівник: доцент, к-т техн. наук
_____ Альона ТРУФАНОВА

Рецензент: професор кафедри вагонів та вагонного господарства Дніпровського інституту інфраструктури та транспорту, Українського державного університету науки і технологій, доктор технічних наук
_____Леонтій Мурадян

2026

Український державний університет залізничного транспорту

Факультет: механіко-енергетичний
Кафедра: інженерії вагонів та якості продукції
Ступінь вищої освіти - магістр
Спеціальність (напрям підготовки) - 273 Залізничний транспорт
Спеціалізація (освітня програма) - Вагони та вагоне господарство

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри,
інженерії вагонів та
якості продукції
професор, д-р тех. наук
Равлюк В.Г.
_____ 2026

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА
Тельпука Андрія Сергійовича

1 Тема «Дослідження та вибір конструкції буксових вузлів
для швидкісного рухомого складу»
Керівник Труфанова Альона Володимирівна, канд. техн. наук, доцент
затверджена розпорядження по механіко – енергетичному факультету
від 24.02.2026 року № 9
2 Строк подання студентом закінченої роботи 10 червня 2026 року
3 Вихідні дані
4 Зміст розрахунково – пояснювальної записки
(перелік питань які необхідно розробити)

Вступ
1 Аналіз стану пасажирських вагонів та перспективи розвитку пасажирського господарства
1.1 Аналіз чинників, що впливають на обсяг пасажирських перевезень
1.2 Аналіз стану парку пасажирських вагонів на 2026р
1.3 Аналіз вітчизняних конструкцій вагонів для прискореного руху
1.4 Аналіз можливостей організації прискореного та високошвидкісного руху в Україні
1.5 Висновки до розділу
2 Аналіз конструктивних особливостей рухомого складу швидкісного та прискореного руху
2.1 Висновки до розділу
3 Огляд розвитку конструкцій буксових вузлів пасажирських вагонів з підшипниками кочення
3.1 Аналіз розвитку вітчизняних конструкцій буксових вузлів вагонів
3.2 Аналіз розвитку зарубіжних конструкцій буксових вузлів вагонів

3.3 Аналіз конструкцій буксових вузлів сучасного швидкісного рухомого складу
3.4 Основні вимоги до букс вагонів швидкісного рухомого складу
3.5 Висновки до розділу
4 Розрахунок на міцність елементів буксового вузла
4.1 Дослідження контактних напружень, що виникають уздовж твірної роликів підшипника
4.2 Дослідження напружено-деформованого стану елементів дворядного конічного роликопідшипника
4.3 Визначення довговічності підшипників
4. Висновки до розділу
5 Визначення економічного ефекту
5.1 Висновки до розділу
Висновки
Список використаних джерел
6 Перелік графічного матеріалу
Порівняння швидкості та осьового навантаження рухомого складу різних країн
Буксовий вузол SKF з конічними підшипниками касетного типу
Схема конічного ролика з позначенням геометричних параметрів
Схема розбиття площадки контакту
Геометрична модель дворядного конічного підшипника
Уточнення МСЕ-сітки в зоні контакту ролика з доріжкою кочення
Розподіл контактних напружень на верхньому ролику переднього підшипника
Залежність максимальних контактних напружень у передній зоні підшипника від прикладеного навантаження.

5 Консультація окремих розділів

Назва етапів	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Визначення економічного ефекту	Калабухін Ю.Є. Доктор технічних наук, професор		

6 Дата видачі завдання 10 березня 2026 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва етапів	Строк виконання етапів роботи	Примітка
Вступ	16.03.2026р	виконано
1 Аналіз стану пасажирських вагонів та перспективи розвитку пасажирського господарства	19.03.2026р	виконано
1.1 Аналіз чинників, що впливають на обсяг пасажирських перевезень	21.03.2026р	виконано
1.2 Аналіз стану парку пасажирських вагонів на 2026р	24.03.2026р	виконано
1.3 Аналіз вітчизняних конструкцій вагонів для прискореного руху	27.03.2026р	виконано
1.4 Аналіз можливостей організації прискореного та високошвидкісного руху в Україні	29.03.2026р	виконано
1.5 Висновки до розділу	31.03.2026р	виконано
2 Аналіз конструктивних особливостей рухомого складу швидкісного	04.04.2026р	виконано
та прискореного руху	08.04.2026р	виконано
2.1 Висновки до розділу	11.04.2026р	виконано
3 Огляд розвитку конструкцій буксових вузлів пасажирських вагонів з підшипниками кочення	15.04.2026р	виконано
3.1 Аналіз розвитку вітчизняних конструкцій буксових вузлів вагонів	19.04.2026р	виконано
3.2 Аналіз розвитку зарубіжних конструкцій буксових вузлів вагонів	22.04.2026р	виконано
3.3 Аналіз конструкцій буксових вузлів сучасного	26.04.2026р	виконано
швидкісного рухомого складу	30.04.2026р	виконано
3.4 Основні вимоги до букс вагонів швидкісного рухомого складу	04.05.2026р	виконано
3.5 Висновки до розділу	06.05.2026р	виконано
4 Розрахунок на міцність елементів буксового вузла	10.05.2026р	виконано
4.1 Дослідження контактних напружень, що виникають уздовж	14.05.2026р	виконано
твірної роликів підшипника	14.05.2026р	виконано
4.2 Дослідження напружено-деформованого стану елементів	19.05.2026р	виконано
дворядного конічного роликопідшипника	19.05.2026р	виконано
4.3 Визначення довговічності підшипників	24.05.2026р	виконано
4.4 Висновки до розділу	27.05.2026р	виконано
5 Визначення економічного ефекту	30.05.2026р	виконано
5.1 Висновки до розділу	04.06.2026р	виконано
Висновки	08.06.2026р	виконано
Список використаних джерел	10.06.2026р	виконано
Оформлення слайдів презентації	19.06.2026р	виконано
Рецензування	22.06.2026р	виконано

Студент _____ А.С. Тельпук

Керівник _____ А.В. Труфанова

Зміст

Вступ	8
1 Аналіз стану пасажирських вагонів та перспективи розвитку пасажирського господарства	11
1.1 Аналіз чинників, що впливають на обсяг пасажирських перевезень	11
1.2 Аналіз стану парку пасажирських вагонів на 2026р	15
1.3 Аналіз вітчизняних конструкцій вагонів для прискореного руху	18
1.4 Аналіз можливостей організації прискореного та високошвидкісного руху в Україні	21
1.5 Висновки до розділу	25
2 Аналіз конструктивних особливостей рухомого складу швидкісного та прискореного руху	26
2.1 Висновки до розділу	38
3 Огляд розвитку конструкцій буксових вузлів пасажирських вагонів з підшипниками кочення	39
3.1 Аналіз розвитку вітчизняних конструкцій буксових вузлів вагонів	39
3.2 Аналіз розвитку зарубіжних конструкцій буксових вузлів вагонів	42
3.3 Аналіз конструкцій буксових вузлів сучасного швидкісного рухомого складу	52
3.4 Основні вимоги до букс вагонів швидкісного рухомого складу	59
3.5 Висновки до розділу	62
4 Розрахунок на міцність елементів буксового вузла	63
4.1 Дослідження контактних напружень, що виникають уздовж твірної роликів підшипника	63
4.2 Дослідження напружено-деформованого стану елементів дворядного конічного роликопідшипника	72

4.3 Визначення довговічності підшипників 75
4.4 Висновки до розділу 78
5 Визначення економічного ефекту 79
5.1 Висновки до розділу 88
Висновки 89
Список використаних джерел 90

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота: 96 аркушів А4, 32 рисунки, 18 таблиць, 52 літературних джерела, 19 слайдів презентації.

Ключові слова: БУКСОВИЙ ВУЗОЛ, ШВИДКІСНИЙ РУХОМИЙ СКЛАД, SKF CTBU 130, КОНТАКТНІ НАПРУЖЕННЯ, МЕТОД СКІНЧЕННИХ ЕЛЕМЕНТІВ, ДОВГОВІЧНІСТЬ ПІДШИПНИКА, ПАСАЖИРСЬКИЙ ВАГОН.

Об'єкт дослідження - буксові вузли швидкісних пасажирських вагонів.

Мета роботи - вибір конструкції буксового вузла, визначення контактної міцності елементів підшипника та обґрунтування довговічності конічних підшипників для умов експлуатації на залізницях України. Проведено аналіз конструкцій буксових вузлів вітчизняного та зарубіжного рухомого складу. Обґрунтовано вибір підшипника SKF CTBU 130 замість застарілого типу 42726, що не забезпечує необхідних характеристик при швидкості понад 160 км/год. Розроблено скінченно-елементну модель буксового вузла; контактні напруження при 300 км/год не перевищують допустимих значень. Економічний ефект від впровадження за 24 роки служби вагона - 585,699 тис. грн.

ABSTRACT

Qualification thesis: 96 A4 pages, 32 figures, 18 tables, 52 references, 19 presentation slides.

Keywords: AXLEBOX UNIT, HIGH-SPEED ROLLING STOCK, SKF CTBU 130, CONTACT STRESSES, FINITE ELEMENT METHOD, BEARING DURABILITY, PASSENGER CAR.

The object of the study is axlebox units of high-speed passenger cars.

The purpose of the study is to select an axlebox design, determine the contact strength of bearing elements, and substantiate the durability of tapered roller bearings for operating conditions on Ukrainian railways.

A systematic analysis of axlebox designs for domestic and foreign rolling stock was conducted. The SKF CTBU 130 bearing was substantiated as a replacement for the outdated type-42726, which cannot meet dynamic and thermal requirements above 160 km/h. A finite element model was developed; contact stresses at 300 km/h do not exceed permissible values. The discounted economic effect over the 24-year car service life is 585,699 thousand UAH.

Вступ

Актуальність теми – розвиток залізничного транспорту України характеризується впровадженням швидкісних і високошвидкісних перевезень, які є важливою складовою модернізації транспортної галузі та її адаптації до європейських стандартів.

Збільшення експлуатаційних швидкостей рухомого складу зумовлює необхідність підвищення рівня надійності, безпеки та ресурсу роботи основних елементів вагонного візка.

Буксовий вузол є одним із ключових елементів ходової частини пасажирського вагона. Він забезпечує передачу вертикальних, горизонтальних та поздовжніх навантажень від колісної пари до рами візка. Від його конструкції, жорсткості, точності виготовлення та технічного стану залежить характер взаємодії колеса з рейкою, рівень динамічних навантажень і коливань, що передаються на кузов вагона. Стан буксового вузла безпосередньо визначає безпеку руху, довговічність підшипникових елементів та міжремонтний ресурс рухомого складу.

Парк пасажирських вагонів Укрзалізниці обмежений швидкістю 160 км/год, а ключовою конструктивною перешкодою для переходу до вищих швидкостей є застосування циліндричних роликових підшипників, які не забезпечують необхідних теплових та динамічних характеристик при збільшенні частоти обертання колісних пар.

Дослідження конструкцій буксових вузлів для швидкісного рухомого складу та обґрунтування оптимального технічного рішення є актуальним завданням для залізничної галузі України.

Об'єкт дослідження - буксові вузли швидкісних пасажирських вагонів.

Предмет дослідження - конструктивні параметри та показники міцності буксових вузлів із конічними роликовими підшипниками касетного типу, що визначають надійність та ресурс їх роботи при швидкостях понад 200 км/год.

Мета роботи – аналіз існуючих технічних рішень та вибір конструкції буксового вузла для швидкісного рухомого складу, визначення контактної міцності елементів підшипника та розрахункове обґрунтування довговічності буксових дворядних конічних підшипників з урахуванням вимог безпеки руху й умов експлуатації на залізницях України.

Наукова новизна – вперше проведено системний аналіз конструкцій буксових вузлів вітчизняного та зарубіжного рухомого складу прискореного та швидкісного руху, що дозволило визначити основні технічні вимоги до їх конструкції для забезпечення швидкостей руху понад 200 км/год. Запропонована розрахункова модель буксового вузла з дворядним конічним підшипником, яка враховує особливості передачі навантажень через корпус букси пасажирського типу. Набули подальшого розвитку підходи до оцінювання працездатності буксових вузлів шляхом дослідження контактної взаємодії елементів дворядного конічного роликопідшипника та визначення розподілу напружень і деформацій у найбільш навантажених зонах конструкції.

Практична цінність – у результаті проведених досліджень встановлено характер зміни контактних напружень уздовж твірної роликів та визначено найбільш навантажені елементи буксового вузла, що створює наукове підґрунтя для подальшого вдосконалення конструкцій буксових вузлів швидкісного рухомого складу і підвищення їх надійності та експлуатаційного ресурсу.

Обрано необхідним типорозмір буксових підшипників та розрахунковим шляхом визначена їх довговічність. Доведено, що вона відповідає вимогам нормативних документів. Матеріали роботи можуть бути використані підприємствами вагонобудівної галузі, науково-дослідними організаціями та закладами вищої освіти при розробленні перспективних конструкцій буксових вузлів, а також у навчальному процесі під час підготовки фахівців спеціальності залізничний транспорт.

Задачі дослідження: проаналізувати чинники, що впливають на обсяг пасажирських перевезень, та визначити роль технічного стану рухомого складу у формуванні попиту на залізничні перевезення в Україні; оцінити стан парку пасажирських вагонів Укрзалізниці та встановити технічні обмеження, що перешкоджають підвищенню швидкості руху понад 160 км/год.

провести порівняльний аналіз конструктивних особливостей ходових частин провідних платформ швидкісного рухомого складу з метою формулювання вимог до буксового вузла для колії 1520 мм; виконати системний огляд еволюції конструкцій буксових вузлів вітчизняного та зарубіжного виробництва і обґрунтувати вибір дворядного конічного роликового підшипника касетного типу SKF CTBU 130 як оптимального рішення для швидкісного рухомого складу; розробити скінченно-елементну модель буксового вузла пасажирського вагона з підшипником SKF CTBU 130 і дослідити розподіл контактних напружень уздовж твірної роликів з урахуванням розрахункових навантажень при швидкості 300 км/год; визначити номінальну довговічність буксового вузла за критерієм L_{10} відповідно до стандарту ISO 281 і підтвердити її відповідність вимогам нормативних документів; провести техніко-економічне обґрунтування заміни циліндричного підшипника 42726 на конічний підшипник SKF CTBU 130 та визначити інтегральний приведений економічний ефект за відповідний термін служби вагона.

У межах проведеного техніко-економічного обґрунтування переходу від циліндричного підшипника 42726 до конічного підшипника SKF CTBU 130, встановлено що сукупний приведений економічний ефект у розрахунку на один вагон досягає 585,699 тис. грн. Додатна величина цього показника є підтвердженням економічної обґрунтованості та високої результативності впровадження підшипників нового типу.

1 Аналіз стану пасажирських вагонів та перспективи розвитку пасажирського господарства

1.1 Аналіз чинників, що впливають на обсяг пасажирських перевезень

Залізничний транспорт - ключовий елемент транспортної інфраструктури переважної більшості країн світу. Він виконує функції, перевезення пасажирів на різні відстані в залежності від маршрутів, чим виконує соціально-економічну функцію, зв'язок між регіонами і різними містами країни, забезпечує мобільність населення і пришвидшує товарообміну.

Об'єми та обсяги перевезень пасажирів залізничним транспортом формується взаємопов'язаною системою факторів, аналіз та розуміння яких є умовою для ґрунтовного планування та модернізації рухомого складу і розвитку пасажирської інфраструктури [1].

Основним фактором який визначають попит на залізничні перевезення є соціально-економічний чинник. Рівень валового внутрішнього продукту і обсяги пасажирських перевезень, взаємопов'язані речі, які підтверджені статистично, це проявляється наступним чином: коли ВВП збільшується на 1 % паралельно відбувається збільшення пасажирського потоку на 0,6-0,9 % [1].

Але в умовах економічних криз попит на залізничні перевезення скорочується, що позначається передусім на туристичних та розважальних поїздках [1]. Суттєвим фактором, який також впливає на формування попиту на поїздки залізничним транспортом, є рівень зайнятості населення і стан ринку праці, що формують стабільний щоденний пасажиропотік.

Останнім часом дедалі популярнішими стають дистанційні та гібридні форми зайнятості, які пропонує ринок праці; особливо масовим явищем це стало під час та після пандемії 2020 року, що зумовило скорочення регулярних перевезень у ряді країн [2].

Попит на туристичні і бізнес - поїздки виявився меншу чутливий до таких змін. Демографічна архітектура населення, ще один вагомий фактор який формує довгострокові тенденції на пасажирські залізничні перевезення.

Урбанізація впливає саме на концентрацію пасажиропотоків, в основному це стосується приміських та міжміських маршрутів. Віковий фактор і старіння населення підвищує роль безпеки, доступності, і комфорту вагонів.

Міграція як внутрішня та так і зовнішня тобто міжнародна, створює стабільні потоки між містами та регіонами, що позитивно впливає на динаміку пасажирських перевезень [1].

Тарифно-ціновий аспект залізничних перевезень є основним регулятором попит. Гнучкість попиту, залежить від маршруту та типу поїздки, на маршрутах протяжністю 200 - 700 км залізниця конкурентоспроможна з іншими видами транспорту, при співвідношенні ціна - час на поїздки [2].

Швидкість, надійність та комфортність, які відносять до технічних характеристики рухомого складу є чинником який визначає привабливість залізниці як виду транспорту для клієнтів.

Пасажири готові платити більше на 10-20% від фіксованого тарифу перевезення, за гарантований рівень якості та пунктуальності перевезень [3]. Введення в експлуатацію швидкісних рухомих складів, які курсують по маршруту на швидкості 200-350 км/год, кардинально змінює структуру і пріоритет на цей вид транспорту, що позитивно впливає на попит.

На маршрутах протяжністю від 300 до 800 кілометрів залізниця стає конкурентоспроможною з такими видами транспорту як, авіація за час проведений у дорозі. Вплив основних груп факторів на попит у пасажирських залізничних перевезеннях наведено на рисунку 1.1 [1].

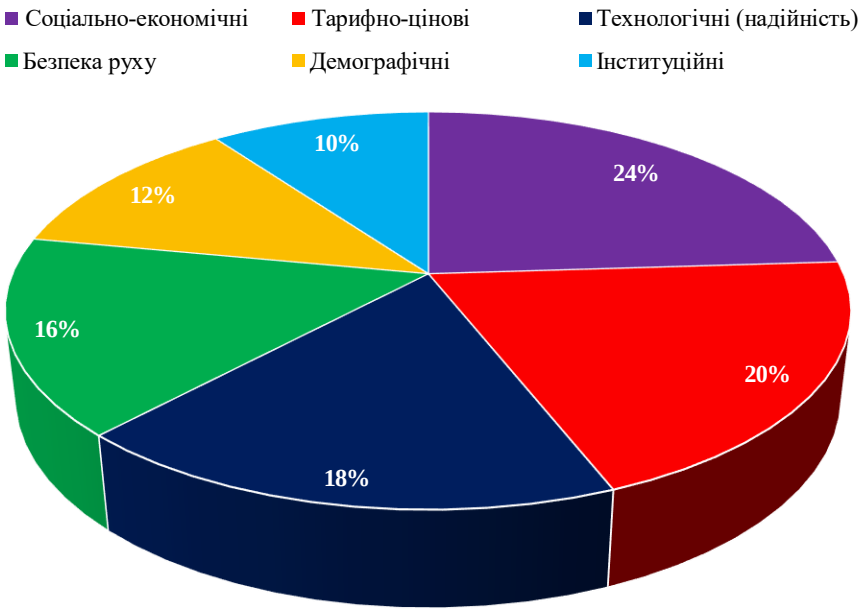


Рисунок 1.1 - Структура чинників, що формують попит на пасажирські залізничні перевезення

Соціально-економічні і тарифно-цінові чинники складають 44% загального впливу на пасажиропотік. Водночас технологічні характеристики рухомого складу та рівень безпеки руху разом складають 34% сумарного впливу, що свідчить про пріоритетну важливість технічного стану вагонів для збереження конкурентоспроможності залізниці. Класифікацію основних груп факторів наведено у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Класифікація чинників, що впливають на обсяг пасажирських перевезень залізницею

Група факторів	Характеристика впливу	Ступінь впливу
Соціально-економічні	Рівень доходів населення, зайнятість, урбанізація	Високий
Демографічні	Чисельність населення, вікова структура, міграційні процеси	Середній
Тарифно-цінові	Рівень залізничних тарифів, конкурентоспроможність видів транспорту	Високий

Продовження таблиці 1.1

1	2	3
Технологічні	Швидкість руху, комфортність, надійність рухомого складу, рівень безпеки	Середній-Високий
Інституційні	Державна транспортна політика, субсидування, регулювання	Середній
Безпека руху	Рівень транспортної безпеки, статистика аварійності, надійність вагонів	Зростаючий

Аналіз безпеки руху як чинника, потребує окремою уваги, тому що цей чинник на пряму формує довіру пасажирів до залізничного транспорту. Рівень, кількість і інтенсивність аварій є ключовим не тільки з точки зору відповідності залізничного транспорту нормативним вимогам які встановлюються для нього, а й з позиції збільшення пасажиропотоку. Порушення безпеки руху, позаштатні ситуації які пов'язані з технічними проблемами рухомого складу та затримки поїздів через незадовільний технічний стан мають негативний вплив на обсяги перевезень, після затримок які прямо пов'язані з технічними проблемами, близько 45% пасажирів відмовляються від послуг залізничного перевізника на тривалий термін. Порівняльний аналіз основних видів транспорту за техніко-економічними показниками наведено у таблиці 1.2 [3], рівень безпеки наведено на рисунку 1.2 [1].

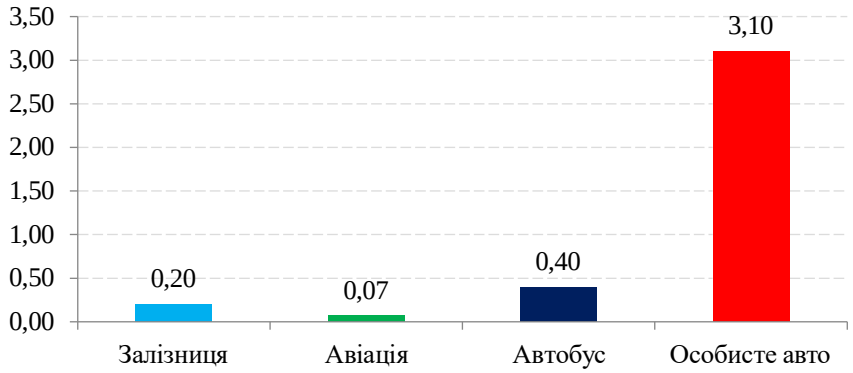


Рисунок 1.2 - Рівень безпеки видів транспорту: летальних випадків на 1 млрд пасажиро-кілометрів

Залізниця займає друге місце серед видів транспорту за рівнем безпеки, летальних випадків на млрд пас.-км суттєво нижчий, ніж у автобусного транспорту та автомобільного транспорту.

Авіація має найнижчий абсолютний показник, проте поступається залізниці за місткістю, доступністю та вартістю перевезень.

Таблиця 1.2 - Порівняльна характеристика видів транспорту за ключовими показниками

Показник	Залізниця	Авіація	Автобус	Особисте авто
Середня швидкість, км/год	120-350	800-900	80-120	80-130
Місткість, місць/од. рухомого складу	до 1500	150-550	50-100	1-5
Рівень безпеки, смертей/млрд пас.-км	0,2	0,07	0,4	3,1

Підвищення рівня безпеки залізничних перевезень досягається, шляхом підтримання надійного технічного стану вагонів, а особливо ходових частин та буксових вузлів. Саме через це, вибір конструкції буксового вузла, придатного до роботи при підвищених швидкостях, є ключовою технічною задачею для забезпечення конкурентних переваг залізниці у сфері безпеки.

1.2 Аналіз стану парку пасажирських вагонів на 2026р

З огляду на технічний стан пасажирських вагонів на початок 2026 року, можна стверджувати, що дана проблема виходить за межі тільки технічного питання та безпосередньо визначає конкурентоспроможність залізниці в цілому порівняно з іншими видами транспорту.

Якість рухомого складу, його технічний рівень, надійність, комфортність та безпека визначають рівень попиту на послуги залізничного транспорту, що безпосередньо впливає на загальну ефективність економіки.

Середній термін експлуатації вагонів на територіальних мережах становить 25-30 років, що є негативним показником з огляду все більш суворі вимоги до комфорту та безпеки перевезень.

За цих умов модернізація пасажирського парку перетворюється з планової процедури на необхідність для можливості і далі конкурувати за пасажира з іншими видами транспорту [4]. Якщо аналізувати загальний стан парку пасажирського рухомого складу залізниць Європи то можемо спостерігати суттєву неоднорідність, з урахуванням загальноєвропейського курсу на електрифікацію залізничних ділянок швидкість темпів модернізації відрізняються в залежності від самої країни та типу рухомого складу.

Більша частина парку - електрорухомі поїзди, які використовуються на міських і регіональних залізничних ділянках. Приміські маршрути широко застосовують дизельний рухомий склад - близько 28% від загального обсягу парку. Відсоток швидкісних рухомих складів, залишається невисоким, однак стабільно зростає. Структуру парку пасажирського рухомого складу за типами та станом обслуговування наведено на рисунку 1.3 [5].

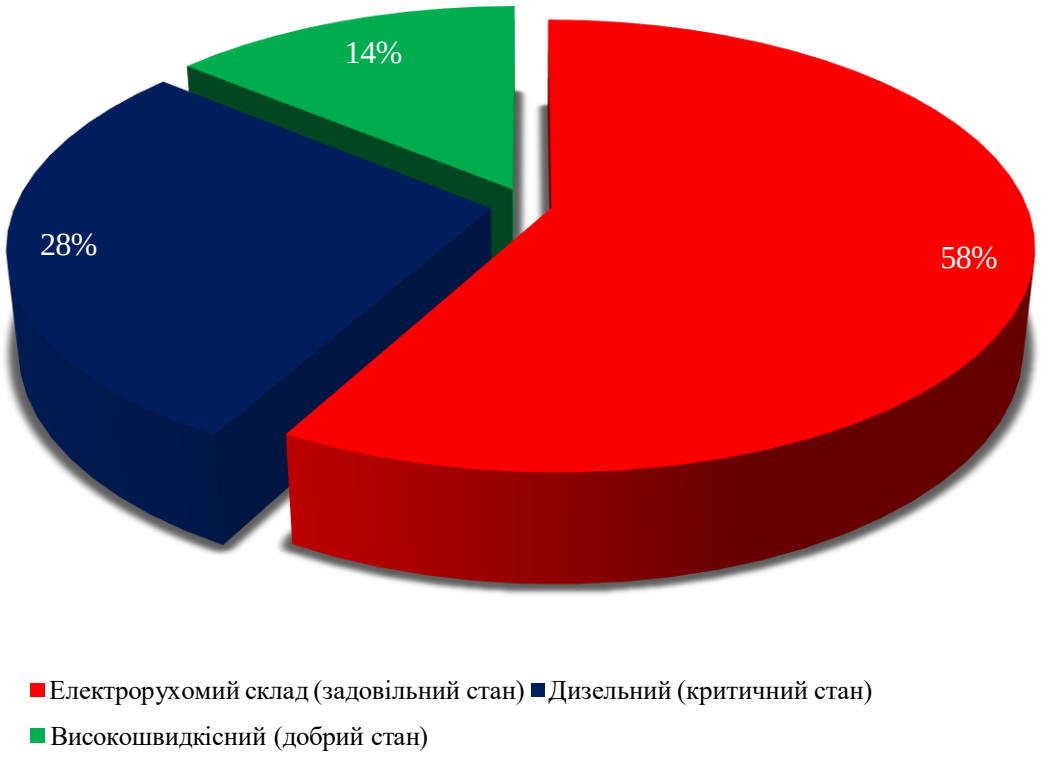


Рисунок 1.3 - Розподіл парку пасажирського рухомого складу країн ЄС за типами та станом обслуговування на початок 2026 рік

28% становить дизельний рухомий склад, який наразі перебуває у критичному стані. Електрорухомий склад який складає 58% перебуває у задовільному стані, але це свідчить що необхідно систематично виконувати капітальний ремонт цього виду складу. Лише 14% парку становить високошвидкісний рухомий склад, що також перебуває у задовільному технічному стані, що вказує на нерівномірність технічного оновлення галузі в країнах ЄС. Структуру розподілу парку за типами рухомого складу наведено у таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 - Розподіл парку за типами рухомого складу країн ЄС

Тип рухомого складу	Середній вік роки	Розподіл парку %	Стан обслуговування
Електрорухомий	20-28	58%	Задовільний
Дизельний	25-35	28%	Критичний
Високошвидкісний	10-18	14%	Задовільний

Проведений аналіз показує критичний стан дизельного рухомого складу, середній вік якого вже навіть перевищив 25-35 років [6].

У 2026 році пасажирські вагони з технічного боку мають відповідати всім критеріям міжнародних стандартів, які чітко і жорстко регламентують норми безпеки конструкцій та екологічності використаних матеріалів для їх будівництва [7]. Дані норми ставлять жорсткі вимоги щодо рівня викидів, які створює дизельний рухомий склад, відтермінувати або проігнорувати їх виконання не вийде, оскільки це дуже суворо контролюється.

Електрифікація стає не технічною нормою і засобом модернізації залізничного транспорту, а механізмом зменшення операційних витрат у середньо тривалій перспективі [5].

Країни Європи у період 2026-2030 років планують купівлю 8 000-10 000 вагонів нового покоління з підвищеною енергоефективністю та рівнем комфорту для зручності пасажирів [7].

Парк пасажирських вагонів у 2026 році у країнах Європи, має дуже високу неоднорідність рухомих складів, не дивлячись на загальний вектор розвитку залізничного транспорту, що у свою чергу потребує комплексного підходу, поєднання капітальних ремонтів та поступової купівлі нових одиниць і введення їх в експлуатацію.

1.3 Аналіз вітчизняних конструкцій вагонів для прискореного руху

Вагонобудування в Україні має інженерний і практичний досвід, ключовим підприємством у сфері вагонобудування в Україні є Крюківський вагонобудівний завод який розташований у Кременчуці, завод виготовляє суцільнометалеві вагони пасажирського призначення, що наразі складають більшу частину парку Укрзалізниці.

Максимальна швидкістю яку можуть розвити серійні вагони на базі класичної конструкції, наразі складає 160 км/год, це дуже низька швидкість що не відповідає вимогам швидкісних магістралей [8].

Серійні вагони використовують візок типу КВЗ-ЦНИИ - це стандартне рішення для вагонів Укрзалізниці, які розраховані на швидкість до 160 км/год.

Конструкція візка передбачає буксові вузли із циліндричними роликовими підшипниками, ресорно-пружинну підвіску та важільну гальмівну систему. Попри високу надійність, у діапазоні швидкості 160 - 250 км/год, такий тип візка має обмеження через зростання динамічних навантажень на підшипник, збільшення теплового навантаження і саму буксу та незадовільні характеристики при зменшенні гасіння коливань при збільшенні частоти обертання осі [9].

Серед Українських розробок варто виокремити електропоїзд ЕКр-1 Тарпан, у його конструкції були використані компонувальні частини, які буди запозичені у євровиробників рухомого складу [10].

ДЕЛ-02 - серійний дизель-поїзд Луганського тепловозобудівного заводу з електричною передачею змінного струму та асинхронними тяговими двигунами, що серійно виготовляється з 2004 року [11]. Поїзд складається з трьох вагонів та розрахований на 336 місць для сидіння. Силова установка - дизельний двигун MTU 12V 183 DE з підкузовним розміщенням [11]. Призначений для приміських перевезень на неелектрифікованих ділянках колії 1520 мм у помірному кліматі. [11]. Максимальна швидкість - 140 км/год, що обмежує його застосування на швидкісних магістралях.

Для можливості розвитку швидкості більше 160 км/год потрібно кардинальна переробка гальмівної системи, ресорної підвіски та буксових вузлів. Порівняльну характеристику вітчизняних пасажирських вагонів для прискореного руху наведено у таблиці 1.4 [8, 9, 10, 11]

Таблиця 1.4 - Характеристики вітчизняних пасажирських вагонів для прискореного руху

Тип вагона	Виробник	V_{max}, км/год	Тип візка	Рік впровадження
ЕКр-1 Тарпан	КВЗ-ЦНИИ	160	Модернізований двовісний	2011
ДЕЛ-02	Луганськтепловоз	140	КТМ-1 дизель	2007

Парк пасажирських вагонів, яким наразі володіє Укрзалізниця, обмежений порогом швидкості 140-160 км/год. Ключова і загальна технічна перешкода - це конструкція буксового вузла, використання циліндричного роликового підшипника який не забезпечує необхідних теплових та динамічних характеристик при збільшені швидкості обертання колісних пар [12].

При аналізі рівня безпеки руху прискорених поїздів Укрзалізниці бачимо, що основна причина позаштатних ситуацій технічного характер несправності які пов’язані з ходовою частиною і буксовими вузлами.

Структуру несправностей ходових частин за частотою виявлення наведено на рисунку 1.4 [12].

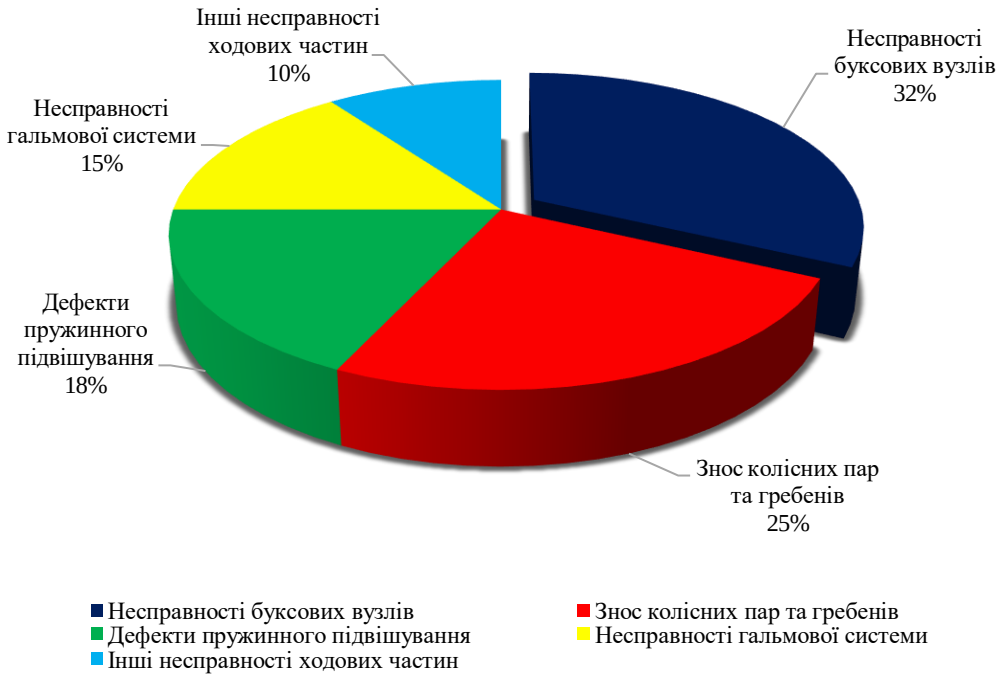


Рисунок 1.4 - Розподіл несправностей ходових частин пасажирських вагонів за типами

Несправність буксового вузла є однією з основних причин відмов ходової частини. Основа проблема тут криється у перегріві букси через руйнування підшипника чи порушення режиму змащування самого підшипника, що є розповсюдженою причиною екстреного зупинення поїздів.

Зношення гребнів та колісних пар, дефекти пружинної підвіски, несправності гальмової системи також присутні але мають менший відсоток і відповідно менше відмов стається через ці технічні причини. Статистика підтверджує критичну важливість модернізації буксового вузла для убезпечення руху при підвищених швидкостях. Виробнича залежність від закордонних постачальників комплектуючих деталей, також є проблемою Українського виробника. Крюківський вагонобудівний завод отримував значну частку підшипників та ущільнювальних елементів з-за кордону.

Ускладнення логістичних кіл та здорожчання імпортних компонентів спонукають до переорієнтації на внутрішні українські аналоги [8].

Виробництво вагонів в Україні вийшло на рівень 160 км/год, тому необхідно робити перехід до високошвидкісного руху залізничного транспорту, що у свою чергу вимагає принципової зміни конструктивної концепції буксового вузла, заміни традиційних циліндричних роликових підшипників на підшипники з вищою несучою здатністю та кращими характеристиками при підвищених частотах обертання [8].

1.4 Аналіз можливостей організації прискореного та високошвидкісного руху в Україні

Організації швидкісного залізничного транспорту в українських реаліях набуло стратегічного значення і розглядається як транспортна реформа та євроінтеграція держави. Висока протяжність країни та висока концентрація міст-мільйонників, стабільний міжміський пасажиропотік формують об'єктивний попит на швидкісні перевезення, який класичний залізничний транспорт не здатний задовольнити в повному обсязі [13].

Практичний досвід інших країн показує, що швидкісні залізничні сполучення між великими містами призводить до суттєвого зростання пасажиропотоку, на відстанях від 200 до 800 км у такому діапазоні залізничний транспорт ефективно конкурує з авіаційним та автобусним транспортом [14].

Напрямки як Київ-Харків, Київ-Одеса та Київ-Дніпро дуже добре вписуються в модель розвитку швидкісного залізничного транспорту України. Але слід враховувати що наявний рухомий склад не дозволяє реалізувати цей потенціал через обмеження швидкості 160 км/год. Міжнародний досвід надає чіткі орієнтири для оцінки доцільності розвитку ВШС. Дослідження [15] надають ключові умови економічного обґрунтування інвестицій у ВШС-інфраструктуру, щільність пасажиропотоку не повинна бути від 6 до 9 млн пасажирів на рік на маршруті та наявність конкуруючих видів транспорту.

Наведені вище умови в Україні наближаються до граничних значень [16]. Дані які наводить [17] показує що країни які обирали покроковий перехід - спочатку модернізація вже існуючих ділянок колій до 200 км/год, показують менші інвестиційні ризики.

Основним чинником, який обмежує перспективи розвитку та інтеграцію швидкісного руху в Україні, є технічний стан залізничного полотна. Протяжність залізничних мереж України понад 21 000 км колій, з яких 46% лише є електрифікованими [18].

Найголовніша принципова проблема залізничного полотна в Україні це - стандарт ширини колії 1520 мм проти євростандарту 1435 мм. Така конструктивна відмінність робить неможливим безпосереднє впровадження ВШС-поїздів без дороговартісного адаптування чи прокладання нових колій необхідної ширини [19]. Наразі більша частина наявних залізничних ділянок не відповідають вимогам до ліній II категорії зі швидкістю руху більше 200 км/год за параметрами радіусів кривих, поздовжніх ухилів та стану баластного шару.

Оцінку готовності України до організації ВШС-руху за ключовими критеріями наведено у таблиці 1.5 [18, 19, 20], а відповідний рейтинг готовності - на рисунку 1.5 [20].

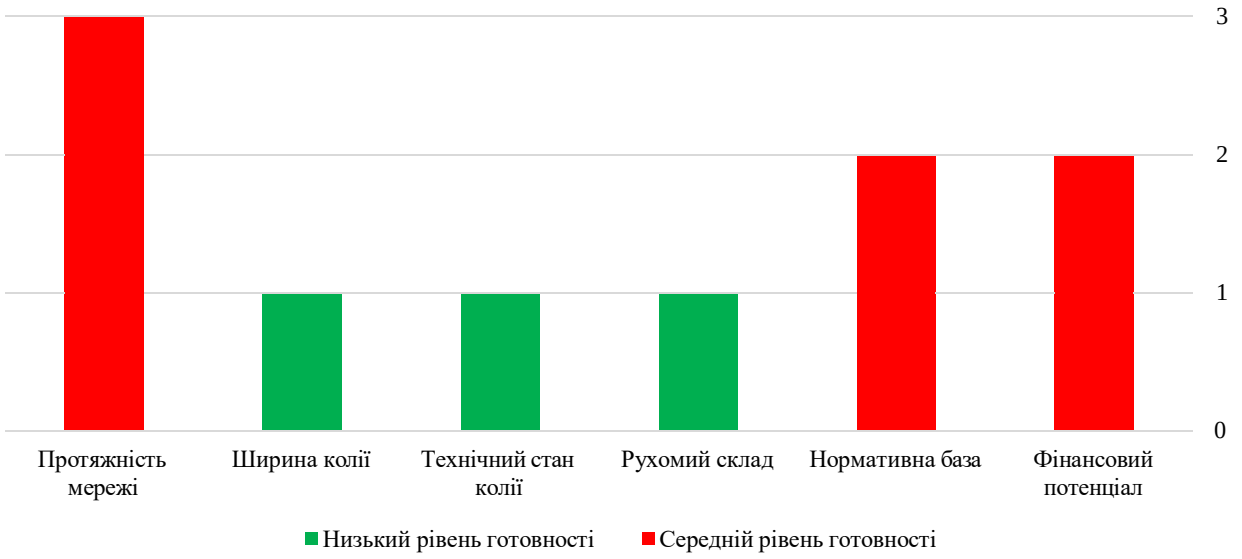


Рисунок 1.5 - Оцінка готовності України до організації високошвидкісного залізничного руху за критеріями

Чотири з шести ключових критеріїв оцінюються на низькому рівні готовності, зокрема сюди входять глобальні проблеми як ширина колії, технічний стан колії, рухомий склад. Відповідає нормі лише протяжність мережі, нормативна база та фінансовий потенціал, і навіть вони досягають тільки середнього рівня оцінки готовності організації ВШС. Це видно за системним характером технологічного відставання і необхідність комплексного підходу до розвитку швидкісного руху в Україні. Оцінка готовності України до організації ВШС-руху наведена у таблиці 1.5.

Таблиця 1.5 - Оцінка готовності України до організації ВШС-руху

Критерій оцінки	Характеристика для України	Рівень готовності
Протяжність мережі	Понад 21 000 км залізниць, з яких ~46% електрифіковано	Середній
Колія (ширина)	1520 мм несумісна з євро-стандартом 1435 мм	Низький
Технічний стан колії	Значна зношеність на окремих ділянках; потребує реконструкції під V ≥ 200 км/год	Низький
Рухомий склад	Парк обмежений швидкістю 160 км/год; відсутні власні ВШС-поїзди	Низький
Нормативна база	Курс на гармонізацію з TSI ЄС; частковий перехід на EN-стандарти	Середній
Фінансовий потенціал	Залежність від міжнародних кредитів ЄІБ, ЄБРР, програми EU4Rail	Середній

Україна наразі перебуває на рівні середньої готовності до проектів інтеграції ВШС, а найбільш критичним залишається технологічний розрив у рухомому складі.

Так як в Україні відсутні власні швидкісні поїздів, треба розглянути варіанти придбання рухомого складу у Alstom, Siemens або Hyundai Rotem, або можливо за погодженням сторін налагодження спільного виробництва з локалізацією під українські реалії виробництва ключових вузлів [21].

Досвід інтеграції ВШС у Польщі та Чехії наочно продемонстрували, що закупівля рухомого складу із-за кордону, не вирішує проблему тому що ходова частина, і передусім буксові вузли ресорна система, вимагають конструкторського адаптування під ширину колії 1520 мм, без відповідної адаптації безпечна експлуатація стає просто неможливою [22].

Виходячи з цього вибір і модернізація конструкції буксового вузла стає першочерговим інженерним завданням у процесі підготовки рухомого складу до швидкісного руху. Євроінтеграційний курс України надає вікно можливостей і доступ до технічних регламентів TSI, які у свою чергу суворо регламентують вимоги до рухомого складу для швидкісного руху [23].

Покрокова інтеграція стандартів у купі з приведенням Української нормативної та правової бази у відповідність до TSI надає широкий доступ до грандів і фінансових програм по типу Connecting Europe Facility [24].

Наразі Україна має великі шанси і передумови для організації високошвидкісного залізничного сполучення. Для такої реалізації потрібен системний підхід, реконструкція колії, оновлення рухомого складу та актуалізації нормативної та правової бази. Вибір необхідної конструкції буксового вузла, яка підходить для надійної роботи при підвищених швидкостях, є принциповою інженерною задачею і передумовою для реалізації кожного із зазначених напрямів.

1.5 Висновки до розділу

Встановлено, що попит на залізничні пасажирські перевезення формується комплексом взаємопов'язаних чинників. Визначальну роль відіграють соціально-економічні та тарифно-цінові фактори, які разом забезпечують близько 44% загального впливу на обсяг пасажиропотоку. Доведено статистичну залежність: приріст ВВП на 1% супроводжується зростанням пасажирських перевезень на 0,6-0,9%. Суттєвим є і фактор безпеки руху: після технічних затримок, пов'язаних із несправностями ходових частин, до 45% пасажирів відмовляються від послуг залізничного перевізника на тривалий строк.

Аналіз стану парку пасажирських вагонів Укрзалізниці станом на 2026 рік виявив критичний рівень зношеності: середній вік вагонів становить 25-30 років, що суттєво перевищує нормативний строк активної експлуатації. Максимальна швидкість наявного рухомого складу обмежена 140-160 км/год. Ключовою технічною перешкодою для підвищення швидкісного потенціалу є конструкція буксового вузла з циліндричними роликовими підшипниками типу 42726, які не забезпечують необхідних теплових і динамічних характеристик при частотах обертання осі, що відповідають швидкостям понад 160 км/год. Несправності буксового вузла є однією з провідних причин відмов ходових частин, що безпосередньо знижує рівень безпеки руху та конкурентоспроможність залізниці. Оцінка готовності України до організації ВШС-руху виявила системний характер технологічного відставання: чотири з шести ключових критеріїв оцінюються на низькому рівні, зокрема ширина колії 1520 мм, технічний стан залізничного полотна та рухомий склад. Встановлено, що розвиток швидкісного сполучення є стратегічним євроінтеграційним пріоритетом, а модернізація буксового вузла - першочерговим інженерним завданням у цьому процесі.

2 Аналіз конструктивних особливостей рухомого складу швидкісного та прискореного руху

Проведений аналіз у першому розділі показує що пасажирський парк України майже повністю вичерпав технічні можливості для забезпечення швидкостей понад 160 км/год. Досягнення швидкості руху від 200 до 350 км/год, не лише інженерне завдання, а також є стратегічним пріоритетом розвитку для можливості євроінтеграційного курсу залізничного транспорту України. Для досягнення відповідних швидкісних норм, необхідно виконати комплексне переосмислення конструкції рухомого складу, починаючи з аеродинаміки профілю кузова закінчуючи матеріалами підшипникового вузла. Також необхідно переглянути конструктивні рішення, параметрів динаміки руху, показників енергоспоживання та економічної ефективності для можливості адаптації в Україні [25].

У рамках розділу ми сконцентруємося на огляді основних провідних платформи ВШС-рухомого складу від виробників: Siemens Velaro, Alstom AGV/Avelia Horizon, CRRC Fuxing CR400AF та Shinkansen N700S.

Кожна з них є результатом великої кількості наукових досліджень і ще більшої кількості технічних доопрацювань і сотень мільйонів кілометрів експлуатації, що у свою чергу і надає необхідний обсяг технічних даних для проведення відповідного аналізу.

Слід зауважити що аналіз проводимо крізь призму специфічних умов: нестандартної ширини колії 1520 мм, великого відсотку зношеності верхньої будови колії і обмежень нормативної і правової бази України [26].

З огляду на технічну специфікацію сумісності ERA TSI LOC&PAS 2023 весь ВШС-рухомий склад класифікується за трьома категоріями:

а) I - швидкість руху 250-300 км/год;

б) II - швидкість руху 300-330 км/год;

в) III - швидкість руху вище 330 км/год [25].

В залежності від категорії, вимоги можуть бути більш жорсткими до характеристик ходових частин, буксових вузлів, теплових режимів гальм і аеродинаміки кузова.

Загальним принципом трьох категорій є концепція розподіленої тяги, за якою тягові мотор-візки рівномірно розташовані вздовж рухомого складу, що принципово відрізняється від класичної схеми з локомотивом.

Siemens Velaro - являє собою найбільш розповсюджену платформу високошвидкісного руху в країнах Європи. До неї входять такі моделі як: ICE 3 DB Fernverkehr, Німеччина, Renfe AVE S-103 Іспанія, Eurostar e320 Великобританія-Франція та Velaro Novo нового покоління, 2024 року випуску.

Комплектація від виробника наступна: 8-вагонний склад Velaro D довжиною 200,84 м, масою 454 т, потужність 8 000 кВт, швидкість до 300 км/год, має можливість набору швидкості до 320 км/год [26].

Automotrice à Grande Vitesse або Alstom AGV - являє собою продовження концепції TGV, але має відмінність від попередніх моделей яка пов'язана з революційним переходом на спільні візки, тобто суміжні вагони спираються на спільний візок, що у результаті зменшує їх кількість на 40% порівняно з традиційним складом.

Комплектація наступна: 11-вагонний склад AGV, маса 365 т, потужність 7 500 кВт, питома потужність 20,5 кВт/т, швидкість 360 км/год, комерційна - 300 км/год які використовуються мережею RFI Italo, Італія. Інноваційно версія Avelia Horizon яка була випущена у 2021 році має кращі характеристики аеродинаміки та знижений рівень шуму [28].

CRRC Fuxing CR400AF є китайським виробником і має наймасштабнішу мережу розгортання високошвидкісного рухомого складу у світі, що включає більше 1 200 рухомих складів і мережу протяжністю 45 000 км.

Комплектація включає: HSR КНР, 8-вагонний рухомий склад CR400AF, швидкість 350 км/год, потужність 9 200 кВт. CR400AF має одну ключову відмінність, а саме повну локалізацію виробництва, тобто тягові перетворювачі, IGBT-модулі, підшипники виробляються всередині країни, що зменшує ціну закупки необхідних деталей [26].

Shinkansen N700S японський виробник високошвидкісного рухомого складу, серія S - Supreme яка введена в експлуатацію з 2020 року вершина розвитку концепції Shinkansen. На швидкості 285 км/год рухомий склад демонструє гарні показники енергоефективності, питоме споживання знижено, завдяки системі активного нахилу кузова, на кривих ділянках, що дозволяє підтримувати високу швидкість без збільшення бічних прискорень.

Комплектація від виробника наступна: 16-вагонний склад N700S, маса 715 т, потужність 17 080 кВт, осьове навантаження становить 11,0 т, до речі таке осьове навантаження найнижче серед усіх розглянутих платформ, що знижує вплив на колійну інфраструктуру залізничного транспорту [29].

Основною принциповою відмінність високошвидкісних платформ від Українських розробок є не лише максимальна швидкість руху залізничного рухомого складу, але і системний підхід у проєктуванні.

Український виробник проектує за наступною логікою: кузов плюс незалежний тяговий локомотив, у той час коли високошвидкісні поїзди є єдиним електромеханічним комплексом, у якому кожна підсистема підвіска тяга, аеродинаміка, гальмівна система взаємодіють між собою. У тому числі і буксовий вузол високошвидкісного поїзда проєктується не як уніфікований елемент для загального призначення і використання я під конкретний діапазон частоти обертання осі, теплового навантаження та вимоги до ресурсу між технічними обслуговуваннями. Порівняльна таблиця технічних характеристик провідних платформ наведена у таблиці 2.1 [25, 26, 27, 28, 29].

Таблиця 2.1 - Порівняльна технічна характеристика ВШС-поїздів та вітчизняних поїздів ЕКр-1 Тарпан і ДЕЛ-02

Показник	Siemens Velaro D	Alstom AGV Avelia	CRRC CR400AF Fuxing	Shinkansen N700S	ЕКр-1 Тарпан / ДЕЛ-02
Максимальна швидкість, км/год	300-320	320-360	350-400	285	160 / 140
Довжина складу 8-16 вагонів, м	200 / 400	200 / 375	209 / 440	405	155 / 130

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5	6
Встановлена потужність, кВт	8 000	7 500	9 200	17 080	3 000 / 1 118
Маса составу 8 вагонів, т	454	365	439	715 16 ваг.	~330 / ~240
Осьове навантаження, т	17,0	14,7	17,0	11,0	20,0 / 20,5
Тип підвішування	Пасивне / активне бокове	Пасивне	Активне	Активне нахильне	Пасивне
Кузов / матеріал	Алюміній AA6005	Алюміній + CFRP	Алюміній	Алюміній	Сталь
Питоме енергоспоживання при Vmax, Вт·год/місце·км	41,8	37,2	40,1	31,5	~50 / ~75
Тип букси	Конічний ролик. SKF / FAG	Конічний ролик. SKF	Конічний ролик.	Конічний ролик.	Циліндр. ролик.

За даними таблиці 2.1 бачимо різницю між Українським виробниками і передовим зарубіжними ВШС-платформами. Критичним є відставання за осьовим навантаженням, типом буксового підшипника та питомим енергоспоживанням. Порівняння максимальної швидкості та осьового навантаження ВШС-платформ наведено на рисунку 2.1. Енергетичні показники провідних ВШС-платформ, питоме енергоспоживання та встановлена потужність наведено на рисунку 2.2 [25, 26, 27, 28, 29]

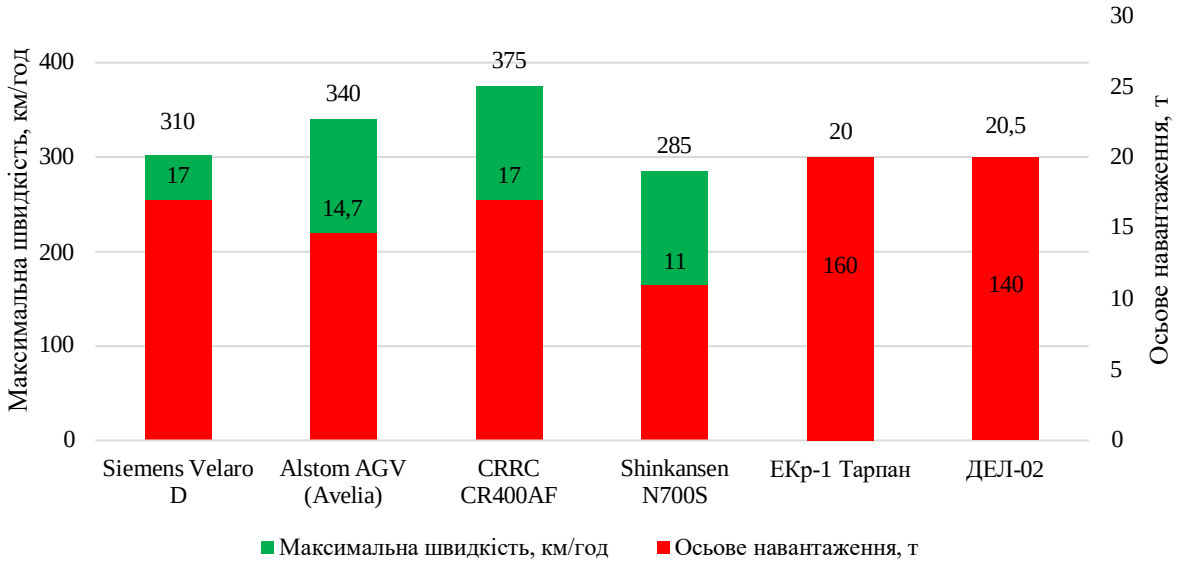


Рисунок 2.1 - Порівняння максимальної швидкості та осьового навантаження ВШС-платформ

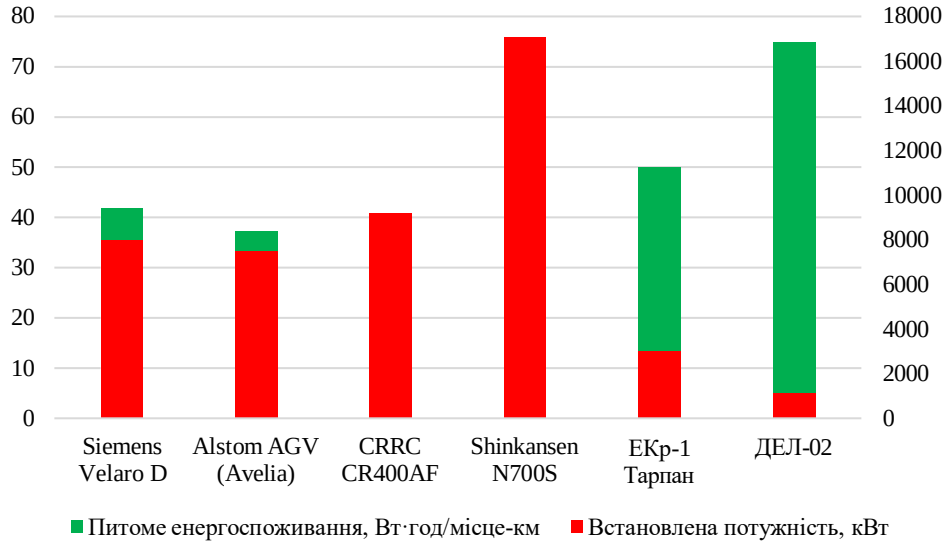


Рисунок 2.2 - Енергетичні показники провідних ВШС-платформ, питоме енергоспоживання та встановлена потужність

Аеродинамічний опір - це одна з основних складовою загального тягового опору для ВШС на швидкості понад 200 км/год. Квадратична залежність аеродинамічного опору, при збільшенні швидкості з 200 до 350 км/год, збільшує аеродинамічну компоненту опору і тому зменшення коефіцієнта лобового опору C_x є одним з основних напрямків будування високошвидкісного залізничного транспорту [26].

Коефіцієнта лобового опору C_x Siemens Velaro D Cx - 0,11-0,13; Alstom AGV - 0,10-0,12; ЕКр-1 - 0,18-0,22; ДЕЛ-02 - 0,20-0,27.

Досягнення мінімального Cx вимагає ретельної оптимізації носової частини, максимально можливого заглиблення ходових частин за обтічниками, герметизації міжвагонних з'єднань і мінімізації кількості елементів які виступають від корпусу рухомої одиниці. Форма носового обтічника відпрацьовується методами обчислювальної гідродинаміки та тестується в аеродинамічній трубі. Порівняння коефіцієнтів аеродинамічного опору різних типів рухомого складу наведено на рисунку 2.3 [28].

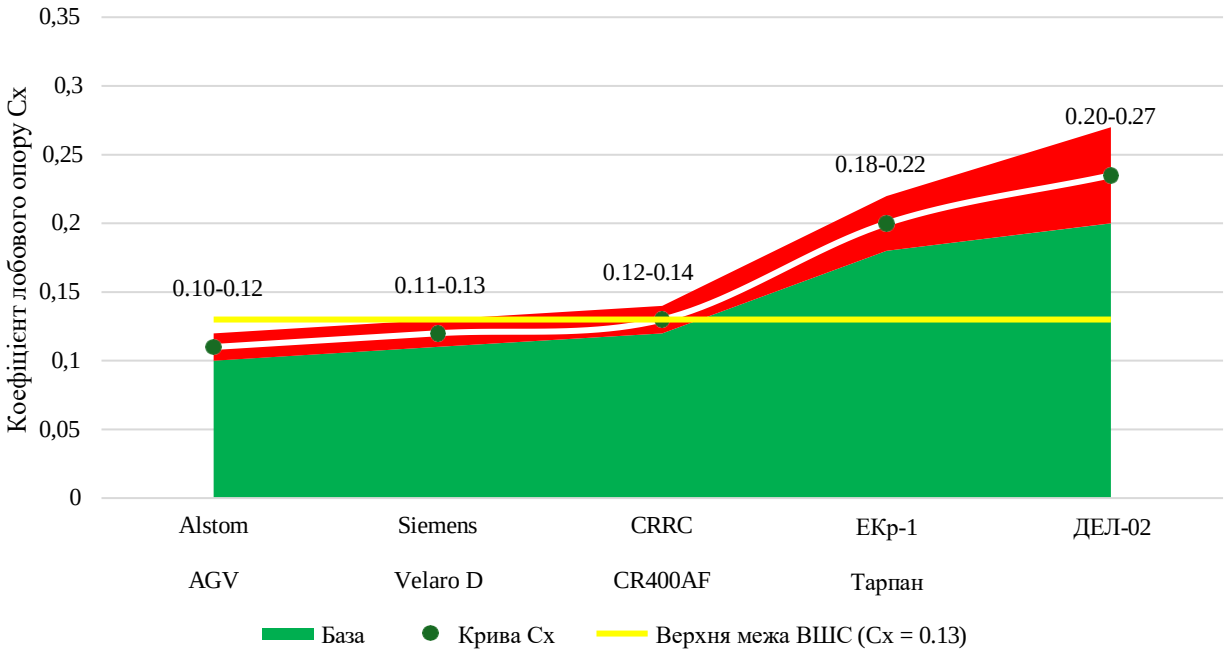


Рисунок 2.3 - Порівняння коефіцієнтів аеродинамічного опору різних типів рухомого складу

Особливо важливою є ситуація в'їзду у тунель і виїзду поїзда з тунелю. На швидкості 300 км/год перепад тиску, без відповідного захисту спричиняє руйнування внутрішніх конструкцій і створює дискомфорт для пасажирів. Сучасні високошвидкісні вагони мають герметизований салон який обладнаний системою підтримання надлишкового тиску. Вимоги до тиску регламентовані TSI. Кузови високошвидкісних вагонів переважно виготовляється з алюмінієвих порожнистих пресованих профілів, з'єднуються за допомогою зварювання тертям з перемішуванням [27].

Товщина стінки такого несучого профілю - 2,5-4 мм, що при загальній масі кузова близько 15-18 т забезпечує питому несучу здатність значно вищу, ніж у сталевих конструкцій. Конуси носової частини високошвидкісних поїздів роблять з вуглецевих композитних матеріалів чи скловолоконних матеріалів, це у свою чергу дозволяє конструктивно виконувати, складні аеродинамічні профілі. Маса вуглецевого композитного носового конуса 180-250 кг, скловолокноний армований корпусу 350-450 кг [27].

Секції стелі та підлоги виконуються у вигляді пошарових-конструкцій, алюмінієві облицювання поєднуються шарами пінополіуретановий чи стільниковий заповнювач в залежності від виробника, що у свою чергу, забезпечує необхідне акустичне гасіння та теплоізоляцію. Вимоги до пасивної безпеки кузовних конструкцій високошвидкісних вагонів.

Конструкція високошвидкісних поїздів повинна передбачати зони поглинання енергії у носовій частині поїзда з контрольованою деформацією, ці зони відповідно поглинають кінетичну енергію зіткнення до того моменту, як деформація досягне пасажирського салону. Зони поглинання енергії виробляють з стільникових секцій, алюмінієвих або вуглеволокнних армованих полімерів чи вуглепластику які мають задану криву сила-переміщення.

Струмоприймачі високошвидкісних поїздів розглядаються аеродинамічною оптимізацією окремо. На швидкості більше 250 км/год аеродинамічне обтікання струмоприймача одна з основних складових загального акустичного поля поїзда. Передові ВШС-поїзди вже мають вбудовані аеродинамічні обтічники, система демпфірування контактного зусилля забезпечує стабільне зчеплення з контактним проводом на швидкості до 350 км/год [25]. Візок високошвидкісного поїзда є критичним вузлом рухомого складу, який визначає граничну швидкість руху і безпечні умови його експлуатації. Основна відмінність високошвидкісного візка від візка стандартної комплектації, полягає у ширшій базі і застосуванні конічних роликових підшипників у буксовому вузлі замість циліндричних, зменшеному діаметрі колеса, значно меншому осьовому навантаженні.

Зменшення осьового навантаження дозволяє зменшити динамічний вплив на стрілочні переводи, рейки що критичним для збереження ресурсу залізничної інфраструктури. Зниження маси обладнання підвіски є однією з основних цілей під час проектування, зайва маса рухомої одиниці 300 км/год створює ударні навантаження, що перевищують статичне зусилля, що безпосередньо впливає на зношування профілю колеса і самих рейок [25].

Підшипник є найбільш навантаженим елементом ходової частини високошвидкісного поїзда. При швидкості 300 км/год і діаметрі колеса 860 мм частота обертання осі становить 1 850 об/хв. При 160 км/год як у ЕКр-1 Тарпан та 140 км/год як у ДЕЛ-02 частота обертання осі становить 914-987 об/хв. Тобто як бачимо що при переході від 160 до 300 км/год збільшує частоту обертання що у свою чергу, збільшує теплові навантаження [25].

Рухомий склад виготовлений українським виробником, використовує циліндричні роликові підшипники, я оптимізовані для радіальних навантажень. Збільшена частота обертання та наявність значних осьових зусиль зменшують ресурс використання підшипника, через ковзання торців роликів по борту внутрішнього кільця.

Поїзди прискореного руху, використовують дворядні конічні підшипники касетного типу Tapered Bearing Unit, які здатні ефективно сприймати осьові та комбіновані радіальні навантаження, при збільшені динамічних коливаннях і під час проходженні кривих. Касетна конструкція з ущільненнями і попереднім регулюванням, збільшує ресурс буксових вузлів і надійність. Конічна конструкція, забезпечує рівномірний розподіл навантаження і стабільну роботу при термічних деформаціях.

Високошвидкісний рухомий склад використовує наступні типи підшипників: однорядний конічний роликовий підшипник FAG Tapered Roller Bearing Series 33000; конічний роликовий підшипник підвищеної вантажопідйомності NSK High Load Tapered Roller Bearing (HR Series); спеціальний збірний конічний роликовий підшипник SKF Tapered Roller Bearing Special Assembly [26].

Для високошвидкісного поїзда, рама візка виробляється зі зварної конструкції з сталі, для поздовжніх балок з локальним підсиленням у місцях концентрації навантажень. Поздовжня балка має коробчастий або двотавровий перетин з фрезерованими місцями посадки для шворневої балки і буксових кронштейнів. Детальні параметри конструкцій ходових частин розглянутих платформ представлено у таблиці 2.2 [26].

Таблиця 2.2 - Конструктивні параметри ходових частин ВШС-поїздів

Параметр	Velaro D	AGV	CR400AF	Норма TSI ERA 2023
Діаметр колеса новий / гранич., мм	920 / 840	860 / 790	860 / 790	≥ 760
База візка, мм	2 500	2 600	2 500	≤ 3 200
Статичний прогин первинного підвішування, мм	8-12	10-14	8-12	≥ 5
Статичний прогин вторинного підвішування, мм	55-75	60-80	50-70	≥ 50
Критична швидкість нестійкості, км/год	> 420	> 430	> 450	≥ 1,3·Vmax
Тип підшипника буксового вузла	SKF TRBSA / FAG 3730	SKF BT2B	Власна розробка CRRC	Конічний або циліндр.
Ресурс до планового ТО підшипника, тис. км	600-800	600	700	≥ 500

Під час будування високошвидкісного рухомого складу вибір матеріалів підпорядкований трьом критеріям: технологічності виробництва; максимальній ресурсній міцності та мінімальній масі. З урахуванням цих вимог для платформ високошвидкісного рухомого складу, відбувся перехід від сталевих до алюмінієвих кузовів [28].

Сплав з алюмінію є найбільш розповсюдженим матеріалом для несучих профілів кузова високошвидкісного рухомого складу.

Ключовий технологічний прийом високошвидкісного вагонобудування це - пресовані порожнисті профілі, які пресуються з алюмінієвих зливків на горизонтальних пресах.

З'єднання цих профілів між собою виконується методом, зварювання тертям з перемішуванням, таких шов має більшу міцність ніж основний метал, при цьому деформація заготовки на порядок менша, ніж при традиційному дуговому зварюванні.

Вуглецево-волоконні полімерні композити застосовуються на високошвидкісному рухомому складі, переважно для виготовлення носових конусів, міжвагонних обтічників та підкузовних спідниць. Основна проблема використання цих матеріалів, складність ремонту та висока вартість що обмежують широке застосування цього матеріалу [27].

Високошвидкісний рухомий склад у буксових вузлах використовує сталь підвищеної чистоти для кілець підшипників.

Сталь має такий вміст кисню, який забезпечує мінімальну кількість неметалевих включень - основних ініціаторів втомного руйнування. Технологія вироблення таких підшипникових кілець включає кування, токарну обробку, загартування, шліфування та суперфінішування доріжок кочення. Самі ролики виготовляють з аналогічної сталі яка проходить акустичну дефектоскопію [26].

Якщо аналізувати українських виробників високошвидкісного рухомого складу, то їх матеріальна база потребує іншого рівня металургійних технологій. Перехід від сталевих кузовів до алюмінієвих, знижує масу вагона а застосування підшипникових сталей підвищеної чистоти збільшує ресурс буксового підшипника у порівнянні зі стандартними підшипниковими сталям, які використовують українські виробники.

Порівняння конструкційних матеріалів: питома міцність та маса носового конуса ВШС-поїзда наведена на рисунку 2.4 [26].

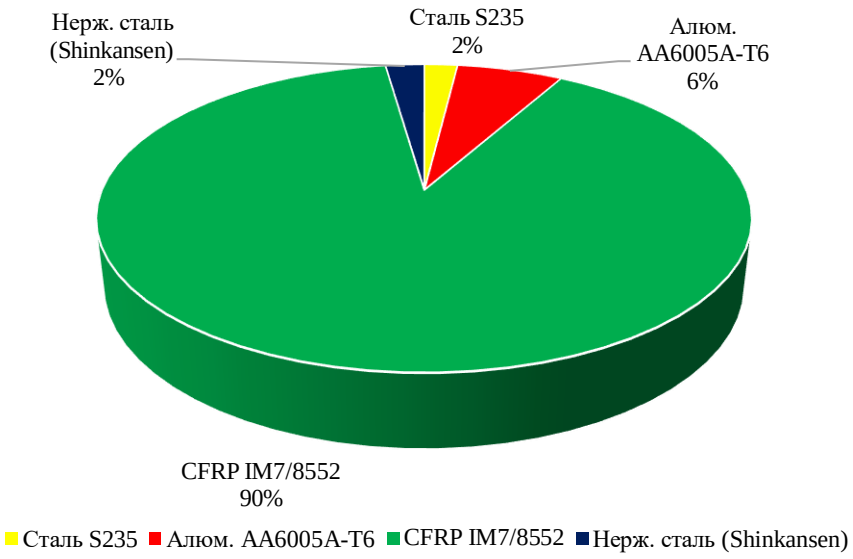


Рисунок 2.4 - Порівняння конструкційних матеріалів: питома міцність та маса носового конуса ВШС-поїзда

Високошвидкісні поїзди мають двоступеневу систему підвіски: первина підвіска, між буксою та рамою візка, вторинна підвіска між рамою візка та кузовом. Первинна підвіска виконує функцію ізоляції рами візка від нерівностей рейкового полотна;

Основна функція вторинної підвіски - забезпечення комфорту пасажирів та стабілізація положення кузова. Вимоги до системи підвіски.

Первина підвіска високошвидкісного поїздів реалізована за допомогою гумово-металевих шевронних або циліндричних пружних елементів, які встановлюються між буксовою консоллю рами візка та буксовим корпусом. Калібрування жорсткості первинної підвіски відбувається з урахуванням оптимального балансу між стійкістю проти вихляння при високих швидкостях та ізоляцією від коротких нерівностей [25].

Вторинна підвіска високошвидкісного поїздів реалізована за допомогою пневматичних ресор, які забезпечують сталість рівня підлоги вагона незалежно від навантаження. Горизонтальне гасіння коливань, забезпечується гідравлічними боковими амортизаторами та анти-вихляльними демпферами.

Вертикальне гасіння коливань реалізується вертикальними гідроамортизаторами. У деяких високошвидкісних поїздах, експлуатують активну бокову система вторинної підвіски, де виконавчі пристрої під керуванням мікропроцесорної системи гасять горизонтальні квазістатичні і динамічні кузові коливання [25].

Граничним режимом ходових частин є явище вихляння, нестійкий боковий рух колісної пари між рейками з наростаючою амплітудою. При перевищенні критичної швидкості амплітуда бічних коливань сягає рівня флангового контакту, що призводить до зносу колеса та рейки і до можливого сходження з рейок. Критична швидкість залежить від конусності, жорсткостей первинного підвішування, маси незресорованих частин та геометрії профілю колеса.

Сучасні підшипники високошвидкісного залізничного рухомого складу мають клас вібрації С або вище, що зумовлює жорсткі вимоги до якості шліфування доріжок кочення [26].

У підсумку, провідні платформи високошвидкісного залізничного транспорту Siemens Velaro D, Alstom AGV/Avelia та CRRC CR400AF, мають швидкість руху 300-350 км/год, що значно перевищує можливості кращих українських виробників. Виконання таких показників швидкості руху, забезпечується комплексом конструктивних рішень, оптимізованою аеродинамікою, розподіленою тягою, алюмінієвим кузовом, принципово іншою конструкцією буксових вузлів з конічними роликовими підшипниками [26].

При швидкості 300 км/год частота обертання осі сягає 1 850 об/хв, що значно перевищує показник при 160 км/год. Тим самим це вимагає конструктивні заміни циліндричних роликових підшипників на конічні роликові підшипники типу SKF TRBSA або FAG 3730 з ресурсом від 600 до 800 тис. км між плановими ТО. Вибір конструкції буксового вузла, для колії шириною 1520 мм і швидкості руху від 200 до 350 км/год, є основним першочерговим завданням, оскільки безпосередньо впливає на максимально допустиму швидкість рухомого складу.

2.1 Висновки до розділу

Проведено порівняльний аналіз провідних платформ високошвидкісного рухомого складу - Siemens Velaro D, Alstom AGV/Avelia Horizon, CRRC CR400AF та Shinkansen N700S - з позиції конструктивних рішень, що забезпечують швидкості від 285 до 400 км/год. Встановлено, що принципова відмінність цих платформ від вітчизняних зразків полягає не лише в максимальній швидкості, а й у системному підході до проєктування: кожна підсистема - аеродинаміка, тяга, підвіска та буксовий вузол - взаємоузгоджені між собою як єдиний електромеханічний комплекс.

Доведено, що при переході від 160 до 300 км/год частота обертання осі колісної пари зростає з 987 до 1850 об/хв, що вдвічі збільшує теплове навантаження на підшипниковий вузол. За цих умов усі розглянуті ВШС-платформи застосовують виключно конічні роликові підшипники касетного типу з ресурсом 600-800 тис. км між плановими технічними обслуговуваннями. Натомість ЕКр-1 "Тарпан" і ДЕЛ-02, що є кращими вітчизняними зразками, використовують циліндричні підшипники й обмежені швидкостями 160 та 140 км/год відповідно. Виявлено критичне відставання українських розробок за осьовим навантаженням, 20,0-20,5 т проти 11,0-17,0 т у лідерів, питомим енергоспоживанням ~50-75 Вт·год/місце·км проти 31,5-41,8 у конкурентів та матеріалами кузова сталь замість алюмінієвих порожніх пресованих профілів. Встановлено, що висока критична швидкість нестійкості провідних ВШС-платформ понад 420-450 км/год досягається, зокрема, завдяки оптимальним характеристикам первинного та вторинного підвішування і застосуванню конічних підшипникових вузлів. Результати розділу обґрунтовують необхідність переходу до дворядних конічних підшипників касетного типу як обов'язкової умови забезпечення швидкостей понад 200 км/год на колії 1520 мм.

З Огляд розвитку конструкцій буксових вузлів пасажирських вагонів з підшипниками кочення

3.1 Аналіз розвитку вітчизняних конструкцій буксових вузлів вагонів

Буксовий вузол є одним із основних елементів ходової частини вагона, його основна функція - забезпечення обертання осі з мінімальним тертям і передавання навантаження на раму візка від осі колісної пари [27]. Аналіз розвитку конструкцій буксових вузлів українського виробництва дав можливість побачити шлях еволюції від букс на підшипниках ковзання до інноваційних букс з підшипниками кочення [28]. У першій половині минулого століття у пасажирських та вантажних вагонах використовувались букси з підшипниками ковзання. Букса з підшипником ковзання наведено на рисунку 3.1 [29].

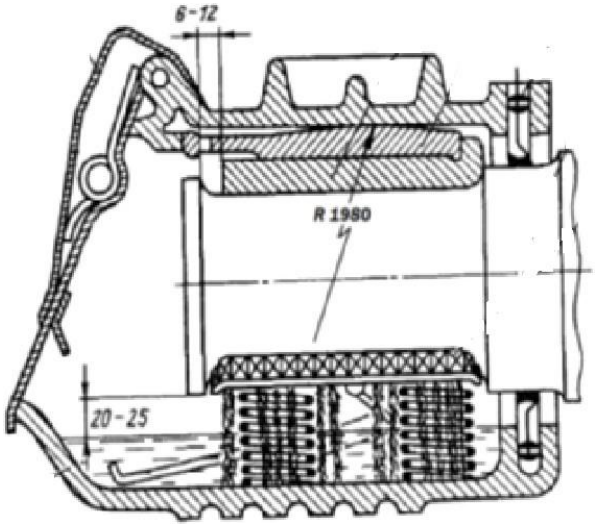


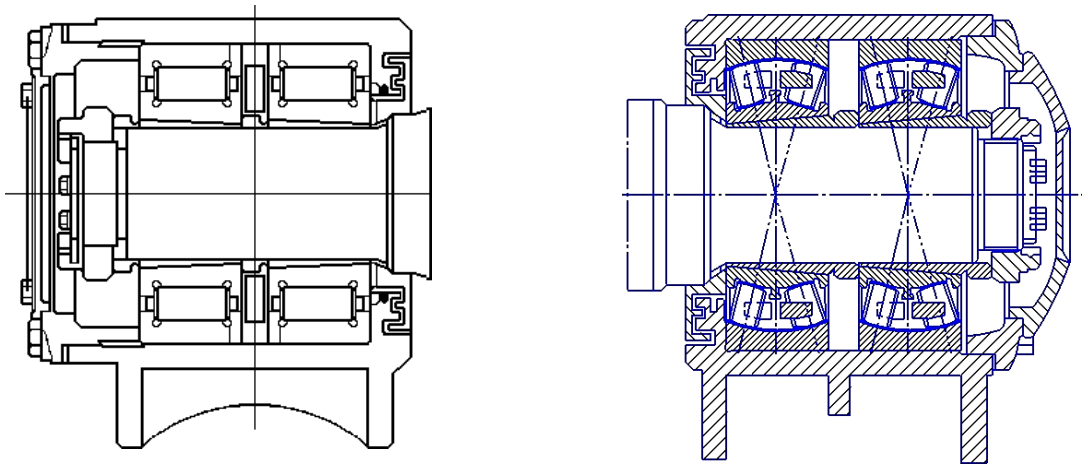
Рисунок 3.1 - Букса з підшипником ковзання

Безпосередньо підшипники виготовляють із двох різних металів: сталі та антифрикційного сплаву. Вкладиш, будучи проміжною деталлю між корпусом букси та підшипником, полегшує виїмку підшипника. У вагонних буксах з підшипниками ковзання для подачі мастила до шийок осі застосовують польстери. До переваг цієї конструкції можна віднести: передній торець корпусу букси закривається кришкою, яка піднімається в петлях.

Після підйому кришки без демонтажу букси з осі підшипник та мастило доступні для огляду. Основні недоліки таких букс: велика кількість випадків надмірного нагріву під час руху вагона на перегоні, особливо при підвищених швидкостях руху [30], складність велика вартість технічного обслуговування (необхідність сезонної заміни мастила), при загусанні мастила особливо в зимовий період утруднено рушання поїзду з місця. Саме з цих причин, починаючи з середини 60-х років минулого століття, у пасажирських вагонах стали використовувати букси з підшипниками кочення [29].

Перехід від підшипників ковзання до підшипників кочення на вітчизняних залізницях розпочався у першій половині 50-х років минулого століття. Незначний досвід роботи роликових підшипників у буксах магістральних пасажирських вагонів, буксах приміських вагонів електросекцій і вагонів метрополітену однозначно свідчив про їх переваги перед підшипниками ковзання [31]. Але при вирішенні питання про вибір типу роликового підшипника для магістральних вагонів (циліндричний, сферичний, конічний) та його габаритних розмірів перед фахівцями та науковцями постала низка завдань.

За результатами експлуатаційних випробувань буксових вузлів було визначено, що конічні підшипники не придатні для експлуатації на вітчизняних залізницях: вони вимагали проведення з певною періодичністю ретельного регулювання зазорів, які змінювалися в результаті спрацювання під час експлуатації. Спочатку у вагонах використовувались букси, обладнані двома сферичними рисунок 3.2 б або двома циліндричними підшипниками на втулковій посадці з габаритними розмірами 130×280×93 мм рисунок 3.2, а Використовувалася також і комбінація циліндричного та сферичного підшипників [31]. Для кріплення підшипників на шийці осі використовувалась втулкова посадка. Сепаратори підшипників виготовлялися з латуні, а сепаратор циліндричного підшипника мав складну конструкцію, коли перемички сепаратору з’єднувалися заклепками. Букси з роликовими підшипниками наведені на рисунку 3.2 а,б [31].



а) з двома циліндричними підшипниками

б) з двома сферичними підшипниками

Рисунок 3.2 - Букси з роликовими підшипниками

Під час експлуатації були виявлені масові пошкодження клепаних сепараторів циліндричних підшипників, руйнування упорних приставних кілець циліндричних підшипників, раковини від утоми на доріжках кочення зовнішніх кілець сферичних підшипника. Під час проведених оглядів у значної кількості колісних пар були виявлені тріщини в шийках осей, трапилось два злами шийки осі колісної пари з пробігом не більше 50 тис. км. Це обумовило перехід до підшипників більшого габариту 135×300×102 мм з більшою динамічною вантажопідйомністю. Також був збільшений діаметр шийки осі до 135 мм з метою компенсації збільшеного згинального моменту [32].

Під час експлуатації були виявлені численні недоліки даної конструкції. Так, сферичні підшипники мали недостатню довговічність через пошкодження доріжок кочення кілець від утоми, а клепані сепаратори циліндричних підшипників масово виходили з ладу через обрив заклепок.

Крім того, кріпильна втулка була додатковою деталлю, яка збільшувала і без того значну масу буксового вузла. Загальна маса буксового вузла навіть перевищувала масу букси з підшипниками ковзання.

Випробування щодо визначення опору руху показали, що у вагонів, обладнаних такими підшипниками, опір руху був навіть більше, ніж у вагонів на підшипниках ковзання [31].

Тому у 1954-55 роках промисловість запропонувала для експлуатаційних випробувань дослідна партія вагонів на підшипниках кочення з габаритними розмірами 135×280×93 мм.

Результати випробувань [33] показали, що кількість відмов сферичних підшипників через раковини від утоми значно зменшилася.

За результатами дослідної експлуатації роликові підшипники з габаритними розмірами 135×280×93 мм були запропоновані до впровадження.

До недоліків подібних підшипників необхідно віднести: підвищена трудомісткість монтажно-демонтажних робіт; наявність кріпильної втулки, яка є додатковою деталлю та негативно впливає на надійність; необхідність точної відповідності конусності як втулки, так і отворів внутрішніх кілець підшипників; збільшення маси БВ на 35 %; менша радіальна вантажопідйомність і, як наслідок, відносно низька довговічність сферичних підшипників порівняно з циліндричними підшипниками тих же габаритних розмірів. У той же час досвід експлуатації показував, що циліндричні роликові підшипники на відміну від сферичних є вельми стійкими до пошкоджень втомного характеру.

Більш надійно працювали також і сепаратори циліндричних підшипників: спостерігалося лише послаблення заклепок, а не їх руйнування. Також було виявлено збільшення діаметра внутрішніх кілець і втрата їх натягу.

Під час широкомасштабних експлуатаційних випробувань перспективних роликових підшипників, які проводилися у кінці 50-х та на початку 60-х років минулого сторіччя було встановлено, що буксах пасажирських вагонів саме циліндричні підшипники з беззаклепочними сепараторами виявилися єдиними, що не мали пошкоджень сепараторів.

Також було з'ясовано, що циліндричні роликопідшипники забезпечують зниження питомого опору руху при швидкостях від 20 до 90 км/год відповідно від 25 до 17,5 %. Це дозволяє зменшити витрату палива або електроенергії на тягу поїздів у середньому на 11 % [32].

Масове впровадження циліндричних роликових підшипників на мережі залізниць почалося на початку 60-х років минулого століття. Буксовий вузол складався з двох циліндричних підшипників з розмірами 130×250×80 мм.

Підшипники встановлювали на шийку осі за допомогою теплової посадки. З боку торця шейки осі кріплення підшипників здійснювалось корончатою гайкою М110×4 або шайбою і 4-мя болтами М20. Буксовий вузол з двома циліндричними підшипниками наведені на рисунку 3.3 [32].

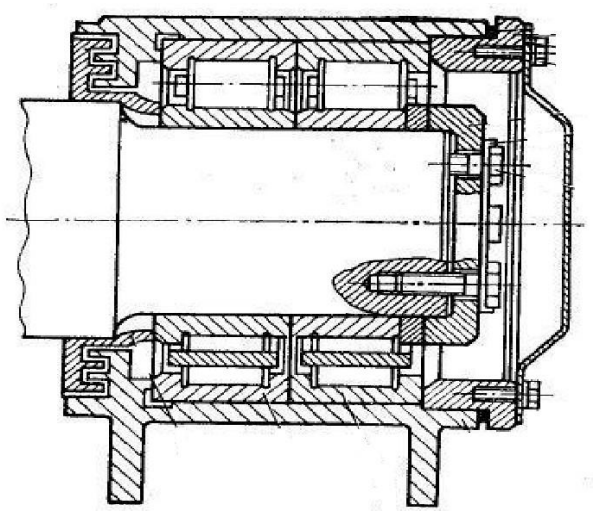


Рисунок 3.3 - Буксовий вузол з двома циліндричними підшипниками

Конструктивною особливістю прийнятого варіанту буксового вузла називається установка підшипників впритул один до одного без проміжних дистанційних кілець. Наразі у пасажирських вагонах АТ Укрзалізниця у буксах колісних пар використовуються підшипники 30-42726Л2М (передній) та 30-232726 (задній) з циліндричними роликами. Основні технічні характеристики: динамічна вантажопідйомність становить 550 кН; зовнішній діаметр зовнішнього кільця - 250 мм; внутрішній діаметр внутрішнього кільця - 130 мм; ширину підшипника 80 мм [34].

Технологічність виготовлення та висока радіальна несуча здатність є основними перевагами циліндричних роликових підшипника. Проте вони обмежено сприймають осьові зусилля при проходженні кривих, що є недоліком для підшипників цього типу. При русі вагону у кривій ділянці колії виникає нескомпенсована відцентрова сила (3.1):

$$F = \frac{mv^2}{\overrightarrow{R}} \quad (3.1)$$

де m - маса візка з вагоном;

v - швидкість руху;

R - радіус кривої.

На шийку осі у вигляді осьового зусилля через буксовий вузол також передається відцентрова сила. Вважається, що циліндричний роликовий підшипник типу 2726 може сприймати осьове навантаження 10-15 % від радіального. При динамічному прикладанні ефективна несуча спроможність падає вдвічі, що призводить до більш швидкого зносу бортів кілець та торців роликів [35]. Такі буксові вузли мали повністю герметизований корпус букси з лабіринтним ущільненням з боку колеса. Використання лабіринтних ущільнень замість повстяних набивок або подвійних манжетних ущільнень дало можливість збільшити інтервал між ремонтами. Але доступ для огляду заднього підшипника фактично був неможливий. До нього можна дістатися лише при повному розбиранні вузла. Згідно з [36] гранична швидкість для циліндричних роликових підшипників складає 160 км/год. При збільшенні швидкості руху до 200 км/год зростає частота обертання осі. Збільшена частота обертання знижує в'язкість мастила та суттєво збільшує теплове навантаження на підшипник. При цьому відбувається зменшення в'язкості мастильного середовища. Це призводить до скорочення розрахункового ресурсу роботи підшипника. Ресурс циліндричного роликового підшипника зменшується через вплив осьових динамічних навантажень у кривих при швидкості руху близько 200 км/год. Такі навантаження скорочують ефективний ресурс до 350-400 тис. км пробігу, що менше нормативного пробігу пасажирського вагону між капітальними ремонтами. Швидкісні поїзди Аврора передбачалося обладнати дослідними буксами з двома циліндричними підшипниками 3Н32726Л і радіальним кульковим підшипником 3Н228Л рисунок 3.4.

З метою взаємозамінності був використаний корпус букси серійного виробництва; сам буксовий вузол монтувався на стандартну вісь. Букса швидкісного поїзда Аврора наведена на рисунку 3.4 [36]

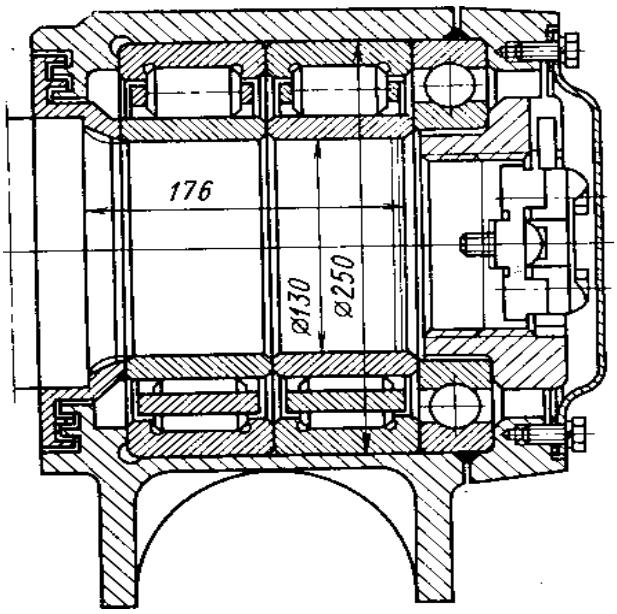


Рисунок 3.4 - Букса швидкісного поїзда Аврора

Конструктивно переробці була піддана осьова гайка, деталі її кріплення і основна кришка. Передбачалося, що завдяки великому зазору між гайкою і внутрішнім кільцем шариковий підшипник не повинен сприймати радіальні навантаження. Зовнішнє кільце кулькового підшипника насаджено по ковзній посадці в корпус букси та в спеціальну кришку, яка притискала підшипник до зовнішнього кільця циліндричного підшипника. Однак в експлуатації не вдалося забезпечити розділення сприйняття радіальних і осьових навантажень. Тому шариковий підшипник сприймав крім осьових, і радіальні навантаження. У результаті він швидко відмовляв і букса перегрівалась [36]

3.2 Аналіз розвитку зарубіжних конструкцій буксових вузлів вагонів

Основним елементом буксового вузла, безсумнівно, є підшипник. Єдиного методу вибору підшипників кочення для букс вагонів не існує.

Часто вибір типу підшипника залежить від впливу фірм, що виробляють підшипники в даній країні. Іноді розміри підшипників приймають різними навіть при рівних навантаженнях від колісної пари на рейки і однакової інтенсивності експлуатації. У Польщі, Англії, США і Японії деякі залізничні вагони обладнують буксами з дворядним циліндричним підшипником, що має одне широке внутрішнє і одне широке або два вузьких зовнішніх кільця. Такі букси для важких умов роботи доповнюють роликовими або кульковими підшипниками, що сприймають осьові навантаження. Букси вагонів залізниць Польщі наведено на рисунку 3.5 Концерн SKF пропонує дворядні сферичні підшипники з подовженими роликами, що мають форму симетричної бочки, з плаваючим середнім бортом і штампованими напівсепараторами. Букса з двома сферичними підшипниками наведена на рисунку 3.6 [35]

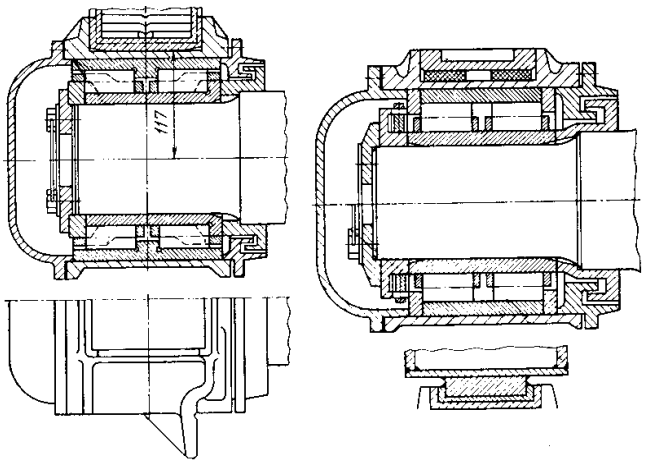


Рисунок 3.5 - Букси вагонів залізниць Польщі

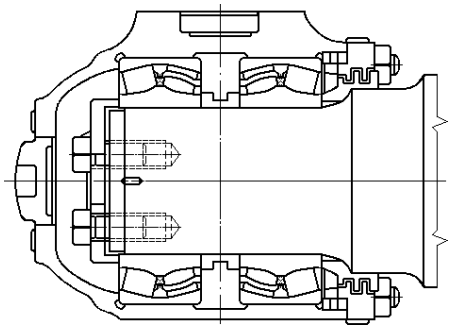


Рисунок 3.6 -Букса з двома сферичними підшипниками (Швеція)

Завдяки збільшеній площі дотика роликів з доріжками кочення збільшена, ці підшипники за даними виробника мають довговічність удвічі більше звичайних сферичних підшипника. Однак такі підшипники мають підвищений коефіцієнт тертя і фірма SKF стала виготовляти для букс вагонів не тільки сферичні, але циліндричні і конічні підшипники [35]

Причому характерною особливістю конструкцій є те, що пропонується не лише підшипники, а цілий підшипниковий вузол в зборі разом з системою ущільнень і кріплення підшипників на торці шийки осі. У країнах Європи набули поширення букси, в яких використовуються підшипники, що мають короткі циліндричні ролики. Букса фірми FAG з Г-подібним упорним кільцем наведена на рисунку 3.7 [35]

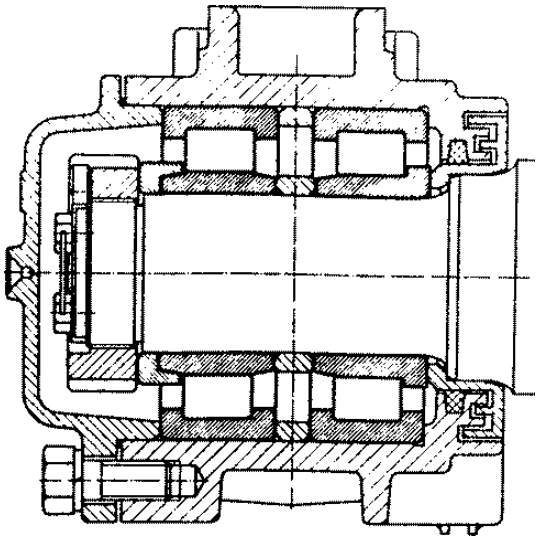


Рисунок 3.7 - Букса фірми FAG з Г-подібним упорним кільцем

Цьому сприяло поєднання високої несучої здатності в радіальному напрямі з простотою їх виготовлення і виконання монтажно-демонтажних робіт.

Монтаж внутрішніх кілець таких підшипників здійснюється, як правило, тепловим способом, рідше – за допомогою пресової посадки. У деяких конструкціях монтаж підшипників здійснюється за допомогою кріпильних втулок. Букса фірми Фішер наведена на рисунку 3.8 [35]

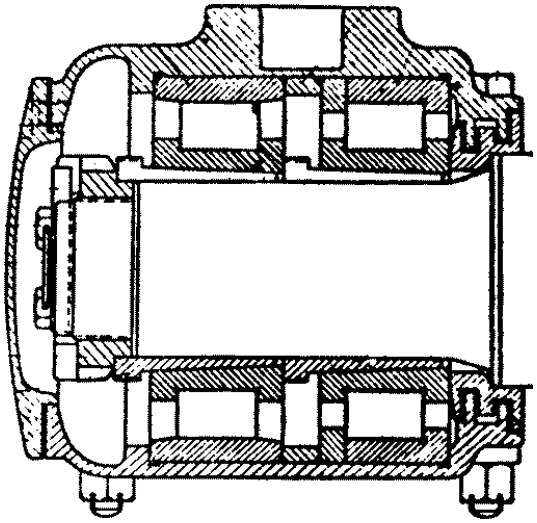


Рисунок 3.8 - Букса фірми Фішер (США)

Підшипники можуть мати загальне зовнішнє кільце, загальне внутрішнє кільце або являти собою дворядний підшипник із загальними зовнішніми і внутрішніми кільцями. Букса з підшипниками, що мають єдине внутрішнє кільце наведена на рисунку 3.9 [35]

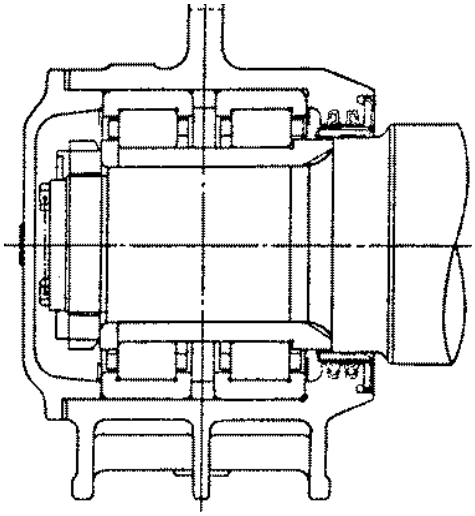


Рисунок 3.9 - Букса з підшипниками, що мають
єдине внутрішнє кільце

Більшість використовуваних БВ забезпечують двостороннє сприйняття осьових сил. Також в практиці світового вагонобудування є конструкції, в яких сприйняття осьових сил здійснюється лише у бік галтелі осі [35].

Як правило, в таких буксах відсутнє торцеве кріплення, що дозволяє спростити технологію виготовлення шийок осей і проведення монтажно-демонтажних робіт. Проте застосування подібних конструкцій можливо тільки у візках, що забезпечують односторонню передачу осьових сил на букси.

У всіх розглянутих вище конструкціях БВ осьове навантаження жорстко передається бортами кілець підшипників через торці роликів у режимі тертя ковзання. Прагнення зменшити рівень осьових сил привело до створення конструкцій, в яких пом'якшення цих зусиль здійснюється пружним елементом, вмонтованим в торцеве кріплення.

Для підвищення надійності роботи букс з циліндричними підшипниками пропонувалися технічні рішення, в яких осьове навантаження передається на різні додаткові пристрої. Так, були спроби застосування в буксах осьових упорів ковзання. Але такі букси знайшли застосування лише на локомотивах через необхідність постійного контролю рівня мастила.

Як пристрій, що сприймає осьові сили, в буксах вагонів можливе використання радіально-упорних шарикових підшипника.

На рисунку 3.10 [35] подана конструкція БВ, призначеного для експлуатації в експресі з швидкостями руху до 240 км/год.

Ці букси мають один дворядний циліндричний і один радіальний кульковий підшипники. Для запобігання сприйняттю радіального навантаження кульковим підшипником між його зовнішнім кільцем і кришкою букси, в якій він знаходиться, передбачений зазор 0,5 мм. Для пом'якшення ударів, направлених уздовж осі букси, є пружний осьовий упор, що складається з двох тарілчастих пружин. Розрахункова довговічність роликових підшипників відповідає пробігу 3,8 млн км, а шарикових - 1,2 млн км [35].

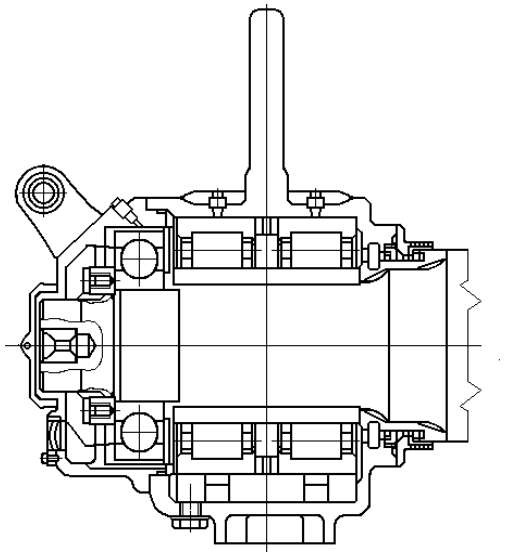


Рисунок 3.10 - Букса японського ескпреса Токайдо

У статичному стані рівень мастила повинен пройти по центру нижнього ролика підшипника. Статичне радіальне навантаження на буксу становить 7,5 т; максимальне радіальне навантаження при руху прийняте 12,75 т. Середнє значення пульсуючого осьового навантаження 23 кН. Протягом 3% загальної тривалості роботи підшипника допустиме осьове навантаження дорівнює 3,75 кН. Число обертів осі при мінімальному діаметрі коліс 830 мм (номінальний діаметр 910 мм) при швидкості руху 210 км/год становить 1340 об/хв, а при швидкості 250 км/год 1600 об/хв. Дана конструкція і всі їй подібні за рахунок установлення шарикового підшипника з торця шийки осі забезпечують одностороннє сприйняття осьових сил. У Франції для швидкісного потяга була розроблена конструкція букси [35], що забезпечує двостороннє сприйняття осьових сил за допомогою встановлення радіально-упорного кулькового підшипника між двома циліндричними роликовими підшипниками. Корпус букси являє собою зовнішню масивну металева оболонку, що захищає внутрішні деталі та кріпиться до підвіски візка. Два крайні циліндричні роликопідшипники сприймають основні радіальні навантаження.

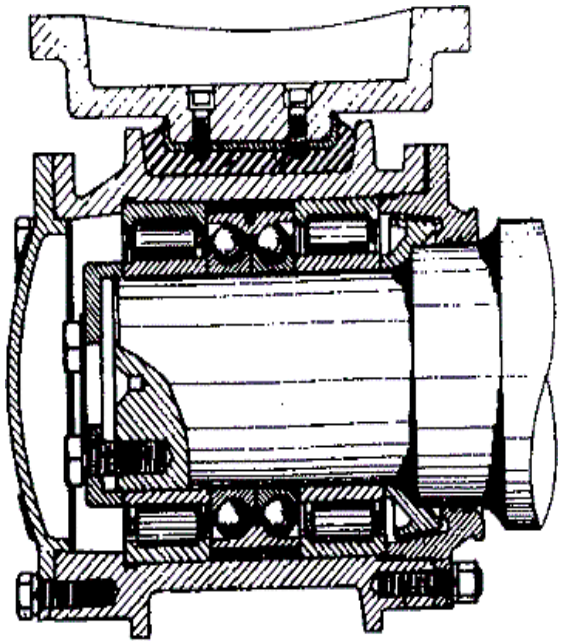


Рисунок 3.11 - Букса японського експреса Токайдо

У центрі між роликовими розміщено спарені радіально-упорні кулькові підшипники. Вони призначені для гасіння осьових (бокових) сил, що виникають під час проходження поїздом поворотів та стрілочних переводів.

Лабіринтне ущільнення розташоване з правого боку (у місці виходу валу) для запобігання витіканню мастила та захисту від потрапляння бруду, пилу й води всередину вузла. Проте монтаж і демонтаж такого БВ вкрай складний, оскільки кульковий підшипник можна зняти тільки після демонтажу корпусу букси і переднього підшипника з його внутрішнім кільцем.

На унікальному японському потязі Star 21 у буксах застосовані конічні підшипники [37]. Вони мають помітно менший момент тертя і, отже, значно нижчу робочу температуру, що подовжує термін служби мастила і працездатність підшипника в цілому. Працездатність нових підшипників перевірялася в ході випробувань з мінімальним пробігом 500 тис. км без додавання мастила. Конічні підшипники звичайно не мають торцевого кріплення, оскільки при дії осьових сил ролики додатково втримують внутрішнє кільце на шийці осі.

У Австрії застосовують букси з двома циліндричними підшипниками, які також не мають осьового упора і виконані так, що можуть сприймати сили тільки в одному напрямі з боку торця осі.

3.3 Аналіз конструкцій буксових вузлів сучасного швидкісного рухомого складу

Швидкісні поїзди, що рухаються зі швидкістю 300 км/год, змінили вигляд Європи. Відстані між містами вимірюються вже не в кілометрах, а в годинах руху французьких TGV, німецьких ICE, британських Eurostar і інших швидкісних поїздів.Швидкісні поїзди визначені в цілому ряді європейських стандартів як транспортні засоби, здатні розвивати швидкість понад 200 км/год.

Першим швидкісним поїздом з системою нахилу на італійській залізниці став поїзд ETR 450, введений в експлуатацію в 1985 р Потяги Pendolino розвивають максимальну швидкість 250 км/год. У буксових вузлах використовуються підшипники SKF. Потяги Pendolino наступного покоління додатково обладналися вбудованими датчиками швидкості. З 1992 р такі поїзди експлуатуються в Італії, Фінляндії, Швейцарії, Португалії. Потяги Pendolino самої останньої моделі курсують в Чехії [38].

Шведські швидкісні поїзди з системою нахилу X2000, розроблені компанією ADtranz в 1990 р, розвивають максимальну швидкість 220 км/год і оснащені буксовими конічними підшипниковими вузлами SKF TBU 130×220 мм. Німецькі швидкісні потяги ICE були введені в промислову експлуатацію в 1991 р. Практично всі вони оснащені підшипниками SKF. Причіпні вагони поїздів ICE 2, здатних розвивати швидкість до 280 км/год, обладнані конічними підшипниками SKF. Моторні вагони поїздів ICE і ICE 2 оснащені буксовими конічними підшипниковими вузлами TBU 150×250.

Італійські швидкісні поїзди ETR 500 розвивають швидкість до 300 км. Моторні та причіпні вагони обладнані буксовими конічними підшипниковими вузлами SKF з вбудованими датчиками швидкості і температури. Перші такі поїзди були введені в експлуатацію в 1992 р [38].

SKF отримала замовлення на поставку продукції для перших японських швидкісних поїздів Shinkansen в експортному варіанті. Компанія KHI (Kawasaki Heavy Industries), найбільший виробник залізничного рухомого складу в Японії, віддала перевагу SKF, вибравши її в якості постачальника буксових підшипників для 360 вагонів, що експортуються на Тайвань. Такі поїзди здатні розвивати швидкість 300 км/год [38].

Дуже широке поширення швидкісні поїзди отримали в Іспанії.

Цілий ряд сучасних локомотивів і поїздів оснащені буксовими підшипниковими вузлами SKF, а більшість з них обладнані приводними підшипниками: швидкісний потяг з системою нахилу Alstom Alaris S490, максимальна швидкість 220 км/год; потяги Alstom Lanzaderas S104 і S114, максимальна швидкість 250 км/год; швидкісний поїзд Alstom AVE S100, максимальна швидкість 300 км/год; поїзд CAF/ATPRD для різноколійних шляхів, максимальна швидкість 250 км/год; швидкісний поїзд CAF, виготовлений для Туреччини, максимальна швидкість 250 км/год; поїзд Siemens Velaro S103, робоча швидкість 350 км/год (в європейському серійному виробництві зафіксована швидкість 404 км/год); поїзд Talgo S130 для різних колій, максимальна швидкість 250 км/год; швидкісні поїзди Talgo AVE S102 і S112, максимальна швидкість 330 км / год (вагони виготовлені компанією Talgo, а силові компоненти - компанією Bombardier).

Конічні роликопідшипники касетного типу забезпечують підтримання відносно низьких робочих температур в буксі. Зниження робочих температур призводить до збільшення ресурсу пластичного мастила, зниження тертя між тілами кочення і значного збільшення інтервалів між технічним обслуговуванням. Для спрощення процесів складання і техобслуговування SKF пропонує конічні буксові підшипникові вузли різних типорозмірів. А вони постачаються у вигляді готового до монтажу модуля з власними ущільненнями та заправленого мастилом на заводі виробнику [38].

Для таких важких умов експлуатації розроблені спеціальні деталі, які також знаходять застосування і на звичайних поїздах: сепаратор з поліаміду для підвищення надійності та безпеки в критичних умовах експлуатації; прокладка з полімеру між опорним кільцем і внутрішнім кільцем підшипника для захисту від фреттинг-корозії і забруднення підшипника, що багато в чому сприяє збільшення інтервалів техобслуговування і зниження витрат за весь термін служби.

SKF також розробила датчики для контролю швидкості і температури, встановлені безпосередньо на підшипнику, що сприяє зниженню кількості компонентів в складі осі [38].

SKF брала активну участь в розробці європейського стандарту EN 12082, що визначає технічні умови та критерії приймання при затвердженні підшипників і підшипникових вузлів колісних пар на спеціальних стендах для проведення випробувань шляхом моделювання. Спочатку цей стандарт розроблявся для поїздів класу TGV, перших швидкісних поїздів в Європі.

Корпуси буксових вузлів, що представляють собою критично важливі компоненти, що передають навантаження візків на підшипники колісних пар, також підлягають вельми серйозним випробуванням на втомні навантаження, що проводяться на базі стандартів UIC, після того, як проведені детальні розрахунки із застосуванням моделювання та перевірки межі втоми з використанням комп'ютерного моделювання.

Продукція також відповідає вимогам нового європейського стандарту IRIS (International Railway Industry Standard). Даний стандарт увібрав в себе всі особливості стандарту ISO 9000 плюс додаткові вимоги європейської залізничної галузі. Крім того, стандарт IRIS передбачає оцінку систем управління, особливо при управлінні проектами на різних виробничих ділянках.

Європейська система управління рухом поїздів (ETCS) - це нова система сигналізації, управління і супроводу поїздів. Система ETCS покликана замінити 14 несумісних внутрішніх європейських систем забезпечення безпеки руху поїздів, особливо швидкісних ліній. Основним є точне розташування швидкісних поїздів на базі лічильника числа обертів і контролю напрямків руху.

На підшипникові вузли з вбудованим гумовим ущільненням встановлені датчики - така конструкція забезпечує економію простору і запчастин, а також зручність експлуатації [38].

Для забезпечення стійкості проти відмов і незалежності систем датчиків цілий ряд датчиків встановлено на ущільненні підшипника. Додатковою перевагою вбудованих датчиків є те, що первісна конструкція буксового вузла може бути використана без додаткової переробки.

Одними з перших датчики SKF стали застосовуватися на італійських поїздах Pendolino [38].

Системи контролю механічного стану обладнання SKF в реальному часі розроблені з метою полегшення виявлення та усунення несправностей, видачі рекомендацій в автоматичному режимі щодо усунення існуючих або можливих несправностей, а також забезпечення вхідних даних для систем управління технічним обслуговуванням, заснованих на контролі стану обладнання.

Система контролю IMx-R в складі SKF MOS, розроблена спеціально для залізничної галузі, збільшує ресурс транспортних засобів за рахунок підвищення надійності, що досягається, наприклад, завдяки контролю: стану підшипників колісних пар і терміну служби пластичного мастила, поверхні катання і форми коліс, стійкості візків / відстеження хиткого становища візків, обставин сходження з рейок, стану системи тяги, тобто тягових двигунів, редукторів і карданних валів, дисбалансу і резонансу, стану рейкової колії.

Система контролю IMx-R в складі SKF Multilog On-line System забезпечує автоматичну подачу попереджувальних сигналів (як в межах бортової системи поїзда, так і віддалену передачу сигналів) в залежності від навантаження і швидкості руху складу, які обробляються з метою автоматичної діагностики і аналізу причин відмови або несправності. Дана система з'єднана з системами управління техобслуговуванням для планування робіт, вибору необхідних запчастин і оформлення замовлення на роботу, а також через цю систему можна отримати доступ до даних кінцевих користувачів, системним даними. Буксовий вузол SKF з конічними підшипниками касетного типу наведено на рисунку 3.12. Букса японського експреса Токайдо наведено на рисунку 3.13 [38].



Рисунок 3.12 - Буксовий вузол SKF з конічними підшипниками касетного типу



Рисунок 3.13 - Букса японського експреса Токайдо

У таблиці 3.1 наведено дані про використання підшипників TBU в різних країнах світу. Очевидно, що подібні підшипники набувають все більшого поширення у світовій практиці [38].

Таблиця 3.1 - Типи рухомого складу, де використовуються дворядні конічні підшипники TBU

	Швидкісний рухомий склад	Пасажирські вагони	Вагони метрополітену
TBU 90	-	-	Великобританія, Швейцарія
TBU 120	-	Великобританія	Туніс, Франція, Бельгія
TBU 130×210	Іспанія	Іспанія	Малайзія, Швеція
TBU 130×220	Італія, Швеція, Норвегія	Швейцарія, Німеччина,	Тайланд, Швейцарія
TBU 130×230	Італія, Німеччина, Франція	Австрія, Італія, Нідерланди,	-
TBU 140			Нідерланди
TBU 150	-	Франція, Нідерланди, Португалія, Швейцарія	-

За результатами проведеного аналізу особливостей конструкції буксового вузла з циліндричними роликовими підшипниками, можна зробити висновок що необхідний рівень надійності така конструкція може забезпечувати на швидкостях до 160 км/год. Далі така конструкція буксового вузла конструктивно вичерпала свій потенціал для розвитку більших швидкостей руху. Це і є основною для використання у конструкціях буксових вузлів конічних роликових підшипників для можливості реалізації швидкісного руху.

Порівняльний аналіз переваг та недоліків буксових вузлів з конічними касетними підшипниками TBU наведено у таблиці 3.2 [38].

Таблиця 3.2 - Основні переваги та недоліки букс швидкісних поїздів з конічними касетними підшипниками TBU

Параметр	Переваги	Недоліки
Конструкція	Герметизований моноблок, не потребує регулювання зазорів	Висока вартість виготовлення та заміни
Ресурс	600-800 тис. км між ТО	Ремонт можливий лише заміною всього вузла
Мащення	Довічне закладне мащення, без обслуговування	Неможливість дозаправки в умовах депо
Діагностика	Вбудовані датчики (температура, вібрація)	Залежність від спеціалізованого ПЗ
Сумісність	Стандарт TSI EN 12082, взаємозамінність між виробниками	Не сумісний з колією 1520 мм без адаптера

Основна перевага TBU - ресурс 600-800 тис. км між плановими технічними обслуговуваннями, що перевищує ресурс типових циліндричних підшипників утричі. Інтегровані датчики вібрації та температури дають можливість переходу до технічного обслуговування за фактичним станом, що скорочує операційні витрати [38, 39]. Загальним основним недоліком є висока вартість підшипникових вузлів TBU порівняно з традиційними циліндричними підшипниками. Це частково компенсується зниженням трудомісткості технічного обслуговування та збільшенням міжремонтного пробігу. Ще вагомим недоліком неможливість відновлювального ремонту безпосередньо в умовах депо. Вузол вимагає його заміни у повному обсязі тобто всієї конструкції, що потребує наявності обмінного фонду [40, 41].

Конічний профіль роликів забезпечує одночасне сприйняття радіальних та осьових навантажень, що принципово відрізняє TBU від циліндричних підшипника. Завдяки цьому конструкція компактна і не потребує окремого упорного підшипника. Касетні підшипники TBU забезпечують швидкості рухомого складу до 350 км/год та ресурс без демонтажу до 800 тис. км пробігу.

3.4 Основні вимоги до букс вагонів швидкісного рухомого складу

Збільшення швидкості руху залізничного пасажирського транспорту до 200-350 км/год вимагає від буксового вузла значно вищого рівня технічних вимог порівняно з вимогами, що висувалися до традиційного рухомого складу. Регламентуються відповідні технічні вимоги стандартами, які встановлюють мінімально допустимі характеристики підшипників, корпусних конструкцій буксових вузлів, мастила та специфікацією сумісності [42].

Основні вимоги до букс вагонів швидкісного рухомого складу. Максимальна конструктивна швидкість з коефіцієнтом запасу не менше 1,2, яку повинен витримувати буксовий вузол: вагони категорії I - 250-300 км/год при 1 550-1 850 об/хв граничній частоті обертання осі; вагони категорії II - 300-330 км/год, при 2000 об/хв граничній частоті обертання осі. Циліндричні роликові підшипники 30-42726Л2М, які використовуються у вагонах від українського виробника, у таких умовах не здатні гарантувати надійну роботу, тому що їх гранична швидкість не перевищує 160 км/год [42].

Роликові підшипники типу TBU (SKF AB, Швеція), FAG, (Німеччина, нині у складі концерну Schaeffler Group) та Nippon Seiko Kabushiki Gaisha (NSK Ltd., Японія), поєднують одночасне сприйняття осьових навантажень та радіальних навантажень що є критичною умовою при проходженні кривих і можуть експлуатуватись на швидкості до 350 км/год [43].

Температурний режим передбачає, що перевищення температури буксового вузла відносно температури навколишнього середовища, не повинен бути більшим за 80°С. У TBU-конструкціях, які застосовують підшипникові сталі підвищеної чистоти.

Зміна мікроструктури настає лише після тривалої роботи за температури вище 120°С. У діапазоні швидкості 160÷300 км/год теплове навантаження на підшипник зростає пропорційно квадрату частоти обертання, що веде до збільшення теплогенерації. Мастило з необмеженим ресурсом роботи і лабіринтні безконтактні ущільнення надають можливість тримати температуру TBU-конструкцій у межах 55÷70°С, навіть при досягненні максимальної швидкості рухомим складом [43]. Захист від зовнішніх забруднень та герметизація - при швидкості руху більше 200 км/год, потік повітря у підколісному просторі і аеродинамічний тиск, значно збільшують можливість попадання абразивних частинок та вологи у буксовий вузол.

Сучасні буксові вузли повині бути оснащені датчиками вібрації та датчиками температури для переходу до технічного обслуговування за фактичним станом замість планово-запобіжного обслуговування, що є набагато ефективнішим і запобігає великій кількості аварій та негативних наслідків.

Системи діагностики SmartBearing від SKF та Automatic Component Inspection System від FAG вже вбудовані у корпус підшипника і надають дані у режимі реального часу до центру контролю та керування рухом поїздів.

Впровадження вбудованого контролю призводить до скорочення операційних витрат на технічне обслуговування буксових вузлів. Ця вимога є ключовою для високошвидкісного рухомого складу, який використовується на колії шириною 1520 мм, оскільки відсутність власної інфраструктури сервісних центрів в Україні, вимагає дистанційну діагностику яка є лише за кордоном.

Ресурс між плановими технічними обслуговуваннями також є ключовим показником експлуатації буксових вузлів швидкісного рухомого складу.

Мінімальний ресурс між плановими ремонтами або пробіг між технічними обслуговуваннями, має становити не менше 500 тисяч кілометрів.

Для досягнення такого показника необхідно застосовувати ряд конструктивних рішень, а саме: надійну герметизацію, яка робить неможливим потрапляння забрудюючих речовин у підшипник, використанням підшипників із підвищеною зносостійкістю робочої поверхні, застосуванням мастильних матеріалів зі збільшеним інтервалом заміни [44].

Конічні роликові підшипники TBU мають раціональну геометрію контакту і оптимальний розподіл навантаження між роликами, що призводить до зменшення втомних пошкоджень порівняно з циліндричними підшипниками. Ці технічні характеристики підшипника дають можливість витримувати ресурс навіть при умовах збільшених динамічних навантажень на швидкості 200-350 км/год, що і є основною перевагою при експлуатації при використанні на високошвидкісних потягах [44].

Основні вимоги, які висуваються до буксових вузлів вагонів швидкісного рухомого складу охоплюють п'ять сегментів: тепловий режим роботи підшипника; ресурс між плановими технічними обслуговуваннями; ефективна герметизація; оснащення вбудованою системою діагностики; забезпечення граничної швидкості обертання осі.

Конічні роликові підшипники TBU відповідають цим вимогам, тоді як циліндричні підшипники 2726Л2М не забезпечують відповідного рівня надійності на швидкості понад 200 км/год [44].

3.5 Висновки до розділу

Проведено системний огляд еволюції вітчизняних і зарубіжних буксових вузлів - від підшипників ковзання початку XX століття до сучасних касетних підшипникових вузлів. Доведено, що кожен етап технічного розвитку визначався зростаючими вимогами до швидкості руху та ресурсу між технічними обслуговуваннями.

Перехід від букс ковзання до циліндричних роликових підшипників у 1950-1960-х роках дозволив знизити питомий опір руху на 11-25% і підвищити граничну швидкість до 160 км/год. Серійний підшипник 42726 став стандартом для радянського рухомого складу з ресурсом 365 тис. км і забезпечував надійну роботу до 160 км/год. Однак встановлено його принципові конструктивні обмеження: здатність сприймати осьові навантаження лише в межах 10-15% від радіального, різке зменшення ефективної несучої спроможності при динамічному прикладанні осьових зусиль і критичне підвищення теплогенерації при частотах понад 987 об/хв. Досвід буксового вузла поїзда "Аврора", де для сприйняття осьових сил використовувався кульковий підшипник, підтвердив неможливість адаптації циліндричних підшипників для швидкостей понад 200 км/год. Аналіз зарубіжних конструкцій - польських, шведських, американських, французьких і японських - показав різноманіття підходів, проте загальну тенденцію до переходу на конічні роликові підшипники касетного типу TBU. Переваги цих вузлів очевидні: ресурс 600-800 тис. км між ТО, повна герметизація, довічне закладне мащення, вбудовані датчики температури та вібрації. Система діагностики SKF IMx-R та FAG ACIS забезпечують дистанційний моніторинг стану підшипника у режимі реального часу. Встановлено, що підшипник SKF CTBU 130, обраний для подальших розрахунків, є єдиним рішенням серед розглянутих, яке повністю відповідає п'яти обов'язковим вимогам до буксових вузлів швидкісного рухомого складу: граничній частоті обертання осі, температурному режиму, ресурсу, герметизації та інтегрованій діагностиці.

4 Розрахунок на міцність елементів буксового вузла

4.1 Дослідження контактних напружень, що виникають уздовж твірної роликів підшипника

Для визначення довговічності підшипників найважливішим є не лише напружено-деформований стан тіл кочення та кілець підшипників, а розподіл контактних навантажень уподовж твірної роликів.

Відомо, що навантаження, прикладене до підшипника, сприймається вкрай малими площами контакту тіл кочення з доріжками кочення, тому напруження в місцях контакту навіть при відносно помірних навантаженнях виявляються вельми значними. Нормальні напруження, що допускаються в підшипниках кочення в місцях точкового і лінійного контакту, дорівнюють відповідно $[\sigma]=5000$ МПа та $[\sigma]=3500$ Мпа [45].

Ефективна площа ролика, що сприймає навантаження, різко зростає у міру віддалення від поверхні. У результаті високі напруження стиснення сконцентровані тільки в зоні контакту, не розповсюджуючись на всю масу тіла кочення. Тому міцність підшипників кочення залежить головним чином від напружень, що виникають на поверхні контакту, точніше, на деякій глибині поблизу поверхневого шару. При цьому деформації в контакті поверхонь кочення, зважаючи на їх високу твердість, вельми малі.

Г. Герцем запропонував розв’язання задачі, що стало класичним, для визначення місцевих напружень і деформацій двох пружних тіл з точковим контактом. З нього виходить, що в зоні з точковим або лінійним контактом при прикладанні навантаження утворюється невелика контактна площадка, і розподіл навантаження на поверхні цієї площадки підкоряється закономірності, що дозволяє визначити поверхневе напруження.

При цьому приймаються наступні припущення. Напруження в матеріалі дотичних тіл не перевищують межі пропорційності, тобто всі деформації відбуваються в пружній зоні, а пластичні деформації відсутні. Прикладене навантаження перпендикулярне до площадки контакту [45].

У реальних умовах роботи підшипника, при його обертанні під навантаженням на контактних поверхнях тіл і доріжок кочення, крім нормальних напружень, виникають значні дотичні напруження, що істотно впливає на виникнення перших осередків втомного руйнування цих поверхонь [45].

Розміри площадки контакту істотно менші за радіуси кривизни тіл, що стикаються, а радіуси кривизни площадок контакту набагато більші за розміри цих площадок. Дотримання цієї умови залежить від виду контакту поверхонь кочення: у підшипників з високим ступенем зіткнення, тобто у більшості шарикових, а також роликових сферичних підшипників площадки контакту, що утворюються при високих навантаженнях, мають велику кривизну і розміри площадки контакту вельми значні в порівнянні з радіусами кривизни. Матеріал взаємно контактуючих тіл повинен бути гомогенним і ізотропним. Ця умова дотримується обмежено для металевих тіл, що мають кристалічну структуру. Модуль пружності металів, що розглядається як постійна величина, насправді є середнє значення, одержане по окремих кристалах з довільним розташуванням осей. При взаємному переміщенні тіл контакт можна вважати статичним, якщо відносна швидкість невелика в порівнянні з швидкістю розповсюдження малих збурень в тілах. Згідно з другим припущенням при визначенні переміщень точок поверхні тіло доцільно вважати півпростором. З теорії пружності [45].

Схема контакту двох поверхонь наведено на рисунку 4.1 [45]. Нормальне переміщення ω під дією тиску, розподіленого по деякій області Ω, обчислюється за формулою (4.1):

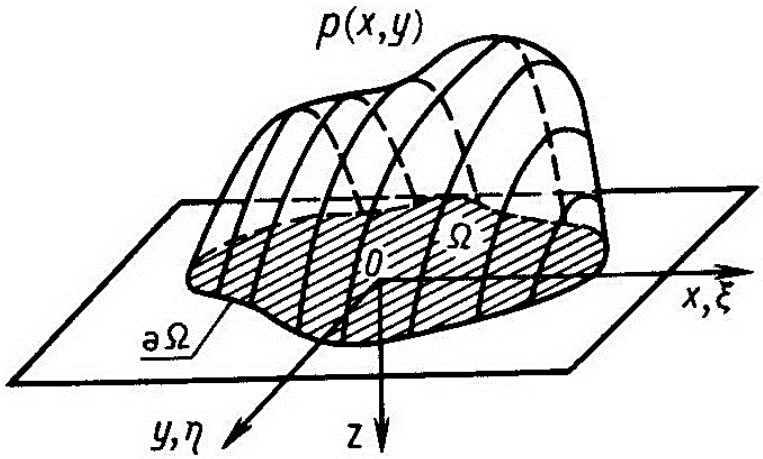


Рисунок 4.1 - Схема контакту двох поверхонь

$$\omega(x,y) = \frac{1}{\pi E'} \int_{\Omega} \frac{p(\xi,\eta)d\xi d\eta}{\sqrt{(\xi - x)^2 + (\eta - y)^2}}, \qquad (4.1)$$

де $E' = \frac{E}{1-\nu^2}$.

У разі взаємного контакту двох циліндрів, після прикладання навантаження лінія контакту перетворюється на прямокутну площадку з осями l (в напрямку, перпендикулярному коченню) і 2b (в напрямку кочення). Розподіл напружень при лінійному контакті наведено на рисунку 4.2 [46].

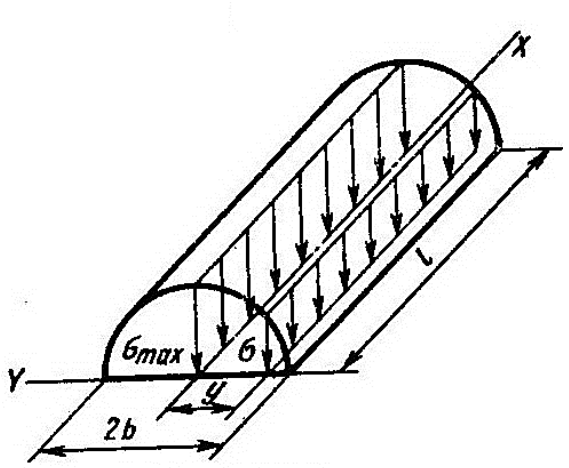


Рисунок 4.2 - Розподіл напружень при лінійному контакті

Ширина площадки визначається за такою формуло (4.2):

$$2b = 6{,}68 \cdot 10^{-3} \left(\frac{Q}{\sum \rho l}\right)^{1/2}, \qquad (4.2)$$

де Q - величина навантаження, що прикладене;

$\sum \rho l$- сума кривизни циліндрів [46].

Проте при торканні двох роликів, якщо твірна хоча б одного з них має змінну кривизну, площадка має іншу форму, і, зважаючи на великі математичні труднощі, точне рішення для таких випадків відсутнє.

Це значною мірою стримує роботи з оптимізації форм несучих поверхонь з метою збільшення довговічності таких відповідальних вузлів, як опори кочення рухомого складу, оскільки зумовити на основі відомих залежностей величину і розподіл тиску при стисненні тіл складної форми виявляється неможливим.

Крім того, поверхні деталей, що працюють в умовах контактного навантаження при максимальному тиску p_0 >300 МПа, вже на початку експлуатації зазнають істотних змін форми, які викликані деформаціями, що залишаються. Ця обставина у ряді випадків посилюється нерівномірним спрацюванням робочих поверхонь, яке приводить до додаткових змін їх форми. Тому практично впродовж всього терміну роботи даної пари величина та розподілення контактного тиску істотно відрізняються від початкових і не піддаються інженерному розрахунку [46].

Тому становить інтерес отримання наближеного рішення, яке з прийнятним для практичних цілей ступенем точності дозволило б судити про величину і характер розподілення тиску по площадках контакту нееліптичної форми. Тіла кочення, що знаходяться у контакті, доцільно представити у вигляді двох конусів: зрізаного конуса 1, що імітує ролик та має бомбіну радіусу ρ, та зрізаного конуса 2, що імітує внутрішнє кільце підшипника.

До прикладання навантаження контакт між тілами відбувається у точці. В цій же точці буде розташована координатна система X0Z. Зазори між тілами кочення на відстані Z_i дорівнюють X_i. Схема контакту конічного ролика з внутрішнім кільцем наведено на рисунку 4.3 [46].

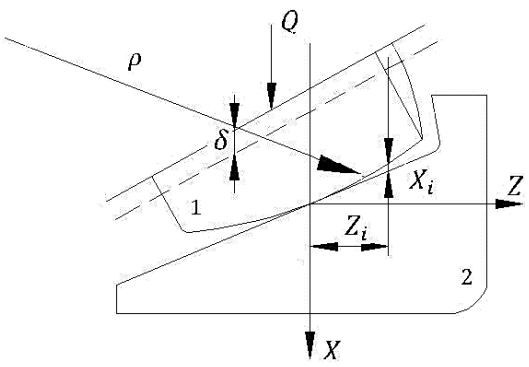


Рисунок 4.3 - Схема контакту конічного ролика з внутрішнім кільцем

У подальшому [47] пропонуємо умовно розрізати контактуючі тіла кочення вертикальними площинами, віддаленими одна від одної на однакову відстань. Відповідно, площадка контакту виявиться розбитою на n смуги шириною l. Схема розбиття площадки контакту наведено на рисунку 4.4 [47].

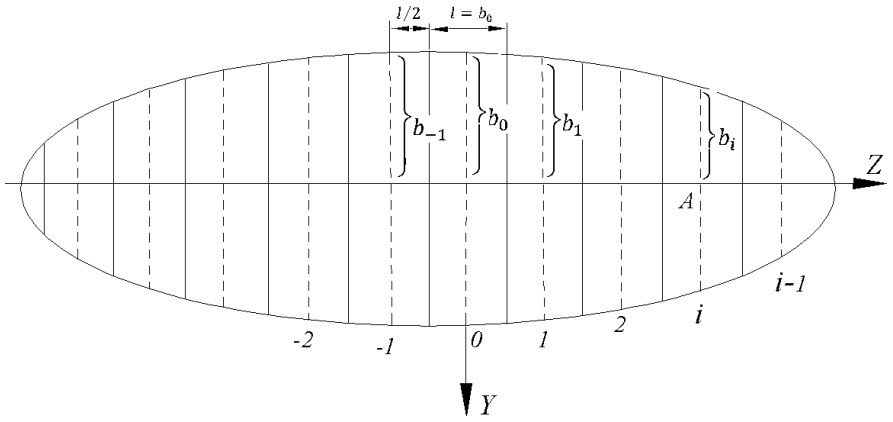


Рисунок 4.4 - Схема розбиття площадки контакту

Пошук деформації U_{ij} в середині і-ї смуги, що викликана впливом навантаження, розподіленого на смузі j, середина якої віддалена від точки О на відстань z, приймаємо $b_z = b_i$, являє собою суттєві технічні та математичні труднощі. Тому з практичної точки зору доцільнішим є використання методу скінчених елементів. В основі методу лежить дискретизація об'єкта з метою розв’язання рівнянь механіки суцільного середовища в припущенні, що ці співвідношення виконуються в межах кожної з елементарних областей. Ці області називають скінченними елементами [47].

Вони можуть відповідати реальній частині простору або бути математичною абстракцією, як елементи стрижнів, балок, пластин і оболонок. В межах скінченного елемента призначаються властивості обмежуваної ним ділянки об'єкта, це можуть бути, наприклад, характеристики жорсткості і міцності матеріалу, щільність і описуються поля величин, що цікавлять стосовно механіки твердого тіла це переміщення, деформації, напруження. Параметри з другої групи призначаються у вузлах елемента, а потім вводяться інтерполюючі функції, за допомогою яких відповідні значення можна обчислити в будь-якій точці усередині елементу або на його межі [47].

Завдання математичного опису зводиться до того, щоб зв'язати діючі у вузлах чинники. У механіці суцільного середовища це, як правило, переміщення і зусилля. Завдання визначення поля переміщень у конструкції буксового вузла може бути зведене до завдання мінімізації повної потенційної енергії по вузлових переміщеннях (4.3):

$$\{\sigma\} = [D] \cdot \{\varepsilon\}, \qquad (4.3)$$

де $\{\sigma\} = |\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \sigma_{yz}, \sigma_{xz}, |^T$ - вектор напружень;

[D] - матриця пружності;

$\{\varepsilon\} = |\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \varepsilon_{yz}, \varepsilon_{xz}, |^T$ - вектор повної (сумарної) деформації.

Корпус букси пасажирського вагона має циліндричну різнотовщинну частину з мінімальною товщиною стінки 9 мм унизу та максимальною рівною 18 мм у верхній частині. Відмінною особливістю цієї букси є наявність кронштейнів, які з'єднані зі стінками циліндричної частини верхніми та нижніми ребрами. Останні з'єднують кронштейни між собою та пов'язані перемичкою. При побудові геометричної моделі корпусу букси не вводилися суттєві спрощення за винятком того, що в ній не моделювалися заокруглення, галтельні переходи. Для розрахункової схеми не моделювалися також припливи для кріплення кришки та канавки у місцях встановлення ущільнень [47].

У розрахункову схему не включалися кришки та лабіринтні ущільнення. Вертикальне навантаження на буксу пасажирського вагона розподілено порівну на два кронштейни. В розрахунках використано дворядний конічний підшипник. Підшипник має 21 ролик у кожному ряду, довжина ролика 47 мм (без фасок).

Радіальний зазор між зовнішнім кільцем підшипника та корпусом для обох букс приймався номінальним 0,052 мм, а радіальний зазор між роликами та кільцями 0,028 мм. Вісь колісної пари вагона представлена в розрахунковій схемі її частиною, що містить шийку, галтельний перехід до підступної частини та передпідступичну частину. Умови контактної взаємодії кілець підшипника та осі не розглядалися. Внутрішні кільця підшипника являли одне ціле з віссю [47].

Скінченно-елементна модель буксового вузла пасажирського вагона утворена шести і восьмивузловими скінченими елементами. Зовнішнє кільце підшипника містить 1008 контактних вузлів. У зв'язку з тим, що внутрішні кільця вважалися як одне ціле з шийкою осі, вузли, що лежать на внутрішніх поверхнях не розглядалися як контактні. Для кожного ролика в якості контактних розглядалися вузли, що лежать на утворюють, отриманих як лінії перетину площин, що проходять через осьову лінію колісної пари та вісь ролика, з його бічною поверхнею. На кожному ролика взято по чотири контактні вузли на діаметрально розташованих утворюючих. Таким чином, для внутрішньої поверхні зовнішнього кільця, а також для зовнішньої поверхні внутрішнього кільця було використано 168 контактних вузлів. Геометрична модель дворядного конічного підшипника наведена на рисунку 4.5 [47].

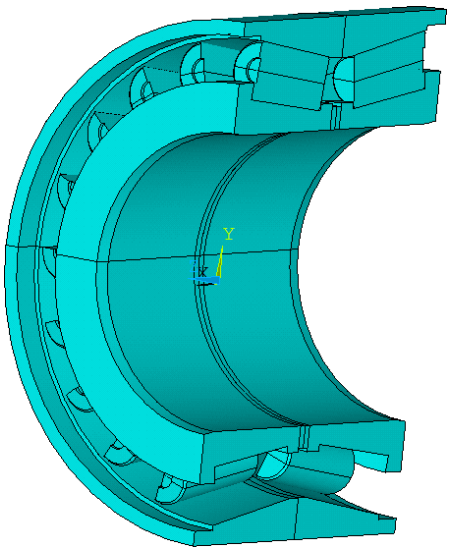


Рисунок 4.5 - Геометрична модель дворядного конічного підшипника

Наявність сепаратора в моделі практично не змінює характер розподілу контактних навантажень між кільцями підшипника та роликами, тому замість моделювання сепаратора для забезпечення фіксованого взаємного розташування роликів були застосовані спеціалізовані зв'язки.

Моделювали їх з використанням елементів типу Link11, які функціонують за принципом пружного елемента та здатні сприймати стискальні зусилля та розтягувальні. Елементи Link 11наведені на рисунку 4.6 [47].

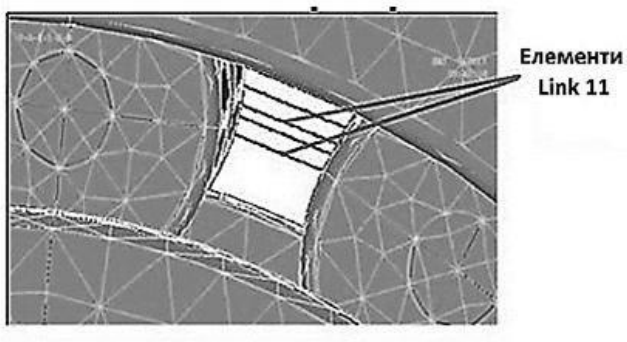


Рисунок 4.6 - Елементи Link 11

Тетраедральні 10-вузлові скінчені елементи типу Solid92 використовують для моделювання об'ємних тіл. Даний елемент формується 10-ма вузлами, кожен із яких можна охарактеризувати трьома ступенями вільності переміщення вздовж осей X, Y та Z у вузловій системі координат.

Схожі елементи ефективні для аналізу машинобудівних конструкцій невеликих габаритів, що мають складну геометричну конфігурацію.

У зоні контакту між доріжками кілець і роликом розмір сітки скінченних елементів визначався за допомогою графоаналітичного підходу та додатково уточнювався до значення 0,02 мм [47].

Змогу визначити особливості їх розподілу вздовж твірної роликів та підвищену точність розрахунку контактних напружень у зоні взаємодії надає високий ступінь деталізації побудови скінченно-елементної сітки. Уточнення сітки скінчених елементів в зоні контакту наведено на рисунку 4.7 [47].

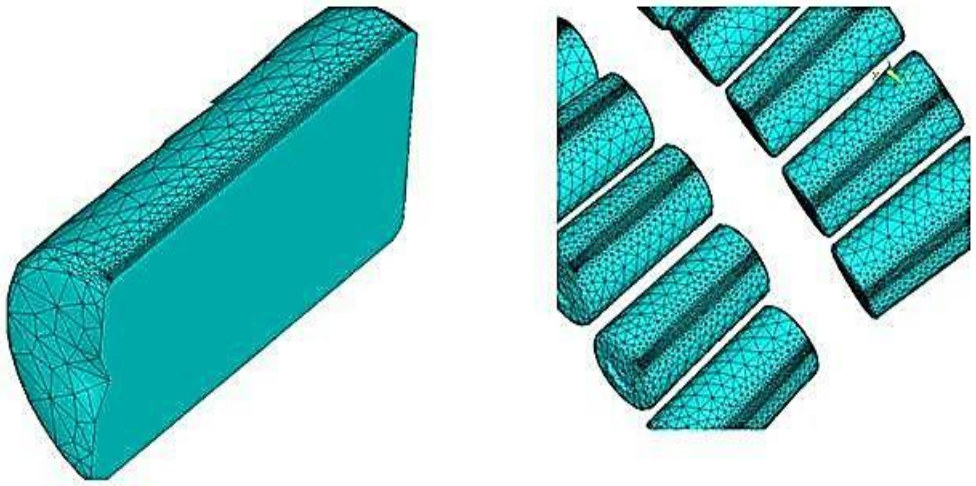


Рисунок 4.7 - Уточнення скінченно-елементної сітки в зоні контакту

Для поверхонь зовнішнього та внутрішнього кілець підшипника обирали елементи CONTA174, а для чисельного моделювання контактної взаємодії роликів застосовувалися контактні скінченні елементи Targe 170.

Під час побудови моделі були враховані такі припущення, які відповідають основним положенням теорії Герца: не враховуються технологічні похибки складання елементів ходової частини та їх експлуатаційний знос; вплив мастила на контактну міцність деталей підшипника не враховується; навантаження на контактні поверхні діє перпендикулярно до площини контакту; матеріали вважаються однорідними, ізотропними та лінійно пружними; зона контакту є малою порівняно з радіусами кривизни тіл, що взаємодіють [48].

При розрахунку буксового вузла були враховані такі гіпотези: для корпусу букси, виготовленого литтям, модуль пружності становив $1{,}8\times10^{11}$ Па, коефіцієнт Пуассона - 0,25; модуль пружності сталі кілець підшипника приймався рівним $2{,}1\times10^{11}$ Па, коефіцієнт Пуассона - 0,3; матеріал вузла працює в межах пружної деформації, а його характеристики є сталими.

Модель також враховує не лише особливості передавання навантаження на них а й геометрію підшипникових елементів. З максимального можливого значення навантаження на вісь визначалося вертикальне навантаження. Також враховувався найбільш несприятливий режим завантаження корпусу під час проведення розрахунку [48].

4.2 Дослідження напружено-деформованого стану елементів дворядного конічного роликопідшипника

Для зменшення обсягу обчислень і часу проведення розрахунків, дослідження напружено-деформованого стану елементів підшипника виконувалося лише для однієї четвертої буксового вузла. Це зумовлене симетрією прикладених до вузла навантажень, наявності симетрії як самої конструкції і значною кількістю скінченних елементів. Особливістю побудованої скінчено-елементної моделі є згущення сітки на роликах у зоні контактної взаємодії. Згущення скінчено-елементної сітки на поверхні ролика в зоні контакту наведено на рисунку 4.9 [47].

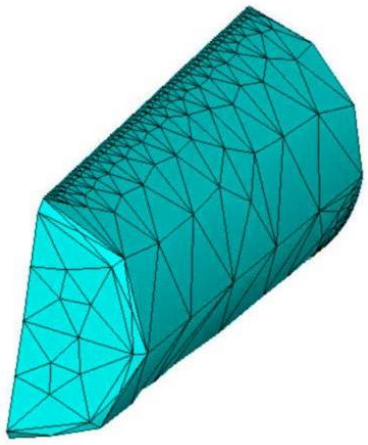


Рисунок 4.8 - Згущення скінчено-елементної сітки на поверхні ролика в зоні контакту

Розподіл контактних напружень на поверхні верхнього ролика переднього підшипника в зоні контакту наведено на рисунку 4.9 [47].

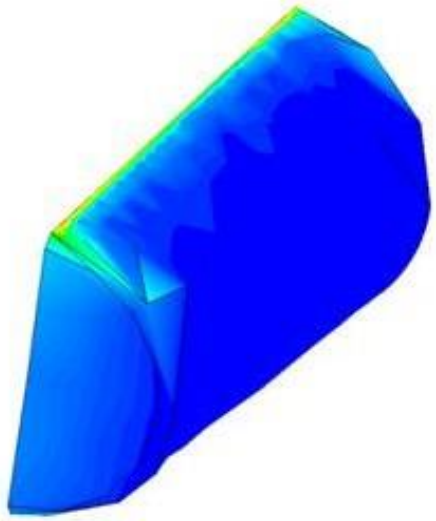


Рисунок 4.9 - Загальний вигляд розподіл контактних напружень на поверхні верхнього ролика переднього ролика

На рисунку 4.10 наведено загальний вигляд розподіл максимальних контактних напружень уздовж твірної ролика для переднього та заднього підшипника [47].

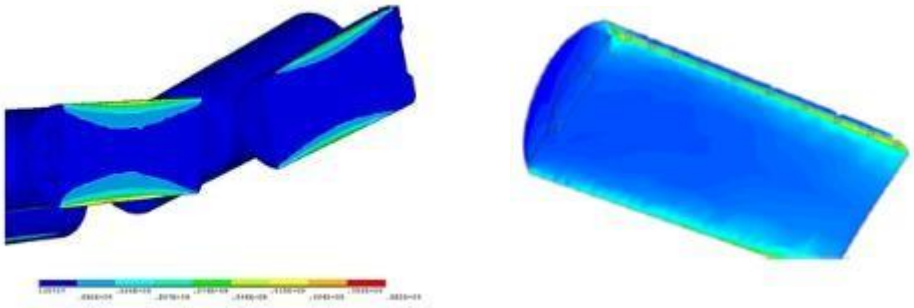


Рисунок 4.10 - Розподіл максимальних контактних напружень уздовж твірної ролика

На рисунку 4.11 наведено розподіл максимальних контактних напружень уздовж твірної верхнього та наступного за ним ролика для задньої частини касетного підшипника (біля галтелі шийки осі) [47].

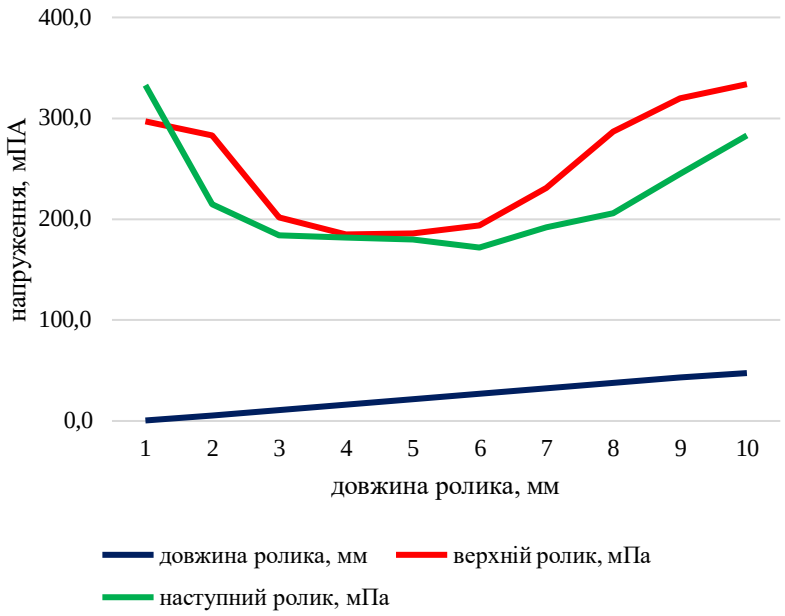


Рисунок 4.11 - Розподіл максимальних контактних напружень уздовж твірної роликів

Найменші значення напружень спостерігаються в середній частині ролика, тоді як у міру наближення до зони переходу від твірної до торця ролика вони зростають до своїх максимальних значень, тобто має місце так званий крайовий ефект. Очевидно, що величина контактних напружень не перевищує допустимих значень. Залежності зміни максимальних контактних напружень у передній зоні касетного підшипника наведено на рисунку 4.12 [47].

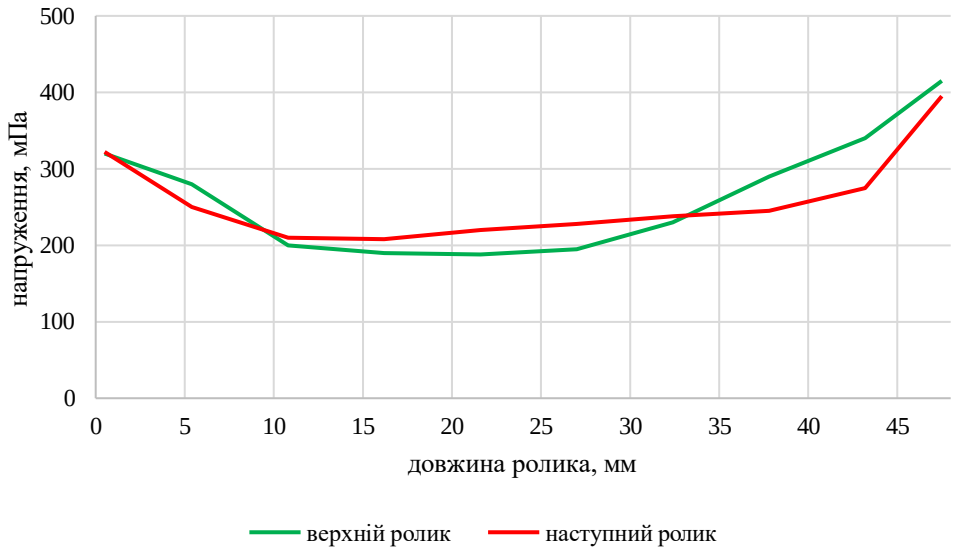


Рисунок 4.12 - Залежності зміни максимальних контактних напружень у передній зоні касетного підшипника

4.3 Визначення довговічності підшипників

Довговічність роликопідшипників у мільйонах кілометрів пробігу вагона при заданому режимі розраховується за формулою (4.4):

$$L_{10} = \left(\frac{C_д}{P_{екв}}\right)^{m} \times \pi \times 10^{-3}, \quad (4.4)$$

де $C_д$ - базова динамічна радіальна вантажопідйомність підшипників, кН;

m - показник ступеня, для роликових підшипників, (m=10/3);

$D_к$ - діаметр круга кочення колеса, м; приймається рівним 0,9 м при номінальному діаметрі колеса 0,957 м;

$P_{екв}$ - еквівалентне динамічне радіальне навантаження, що діє на підшипник.

Базова динамічна радіальна вантажопідйомність для роликових радіальних і радіально-упорних підшипників визначається за формулою (4.5):

$$C_д = f_c \cdot (i \times L_{we} \times \cos\alpha)^{\frac{7}{9}} \times Z^{3/4} \times D^{29/27}, \quad (4.5)$$

де f_c - коефіцієнт, що залежить від геометрії деталей підшипника, точності їхнього виготовлення і матеріалу (f_c =87,7 Н/мм$^{\frac{50}{27}}$).

Дане значення f_c відповідає співвідношенню середнього значення діаметра ролика D_{we} до діаметра окружності D_{pw}, що проходить через центри тіл кочення з урахуванням $\cos\alpha$; α - номінальний кут контакту - кут між площиною, перпендикулярною до осі підшипника, і номінальною лінією розташування рівнодіючих сил, переданих зовнішнім кільцем на тіла кочення (α=9∘):

$$f_c = \frac{D_{we} \times \cos\alpha}{D_{pw}} = \frac{25 \times \cos 9^0}{180} = 0.137$$

Далі приймаємо:

i = 2 - кількість рядів тіл кочення в підшипнику;

L_{we} =47 мм - довжина ролика для розрахунку вантажопідйомності (фактична довжина контакту ролика з кільцем - довжина ролика без фасок);

Z = 21 -кількість тіл кочення в одному ряді;

D_{we} = 25 мм - середнє значення діаметра конічного ролика.

Тоді, підставляючи відповідні значення у формулу (4.5), одержуємо [32]:

$$Сч = 87.7 \times (2 \times 47 \times \cos 9°)^{\frac{7}{9}} \times 21^{\frac{3}{4}} \times 25^{\frac{29}{27}} = 920{,}1 \text{ kH}$$

Еквівалентне навантаження визначається за формулою (4.6):

$$P_ч = K_g \times P_n + m \times H_n, \qquad (4.6)$$

де K_g - коефіцієнт, що враховує динамічність дії радіального навантаження (для дворядних конічних роликових підшипників приймається K_g = 1.3);

m - коефіцієнт переведення осьового навантаження в радіальне; для дворядних конічних підшипників m=1,8.

P_n і H_n - постійні радіальне й осьове навантаження, еквівалентні змінним навантаженням, що діють на підшипник P_i і H_i.

Для підшипників пасажирських вагонів розрахунковим режимом є робота під навантаженням брутто під час експлуатації. На здвоєний конічний підшипник касетного типу осі колісної пари прискореного поїзда Hunday Rotem у завантаженому стані вагону діє навантаження 43,5 кН. Навантаження в осьовому напрямі дорівнює 22,75 кН. Тоді довговічність за формулою:

$$L_{10} = \left(\frac{920{,}1}{1{,}3 \times 43{,}5 + 1{,}8 \times 21{,}75}\right)^{10/3} = 9{,}61 \text{ млн км.}$$

Довговічність буде забезпечена.

Виконано аналіз чинників, що впливають на обсяг пасажирських перевезень в Україні. Середній термін експлуатації пасажирських вагонів становить 25-30 років. За цих умов модернізація пасажирського парку є життєвою необхідністю.

Визначено, що парк пасажирських вагонів власності АТ Укрзалізниця, обмежений порогом швидкості 140-160 км/год. Ключова і загальна технічна перешкода - це конструкція буксового вузла, використання циліндричного роликового підшипника який не забезпечує необхідних теплових та динамічних характеристик при збільшенні швидкості обертання колісних пар

Проведено аналіз конструктивних особливостей рухомого складу швидкісного та прискореного руху в різних країнах світу [32].

Виконано огляд розвитку конструкцій буксових вузлів пасажирських вагонів з підшипниками кочення та доведено, що в буксових вузлах вагонів швидкісного руху використовуються конічні роликові підшипники касетного типу з ресурсом від 600 до 800 тис. км між плановими ТО різних виробників.

Розроблена розрахункова модель та виконано розрахунок на міцність буксового вузла, обладнаного конічними роликовими підшипниками касетного типу. Визначено, що максимальні контактні напруження зосереджені в зоні контакту верхнього ролику з доріжками кочення кілець. В зоні переходу від доріжки кочення до торця має місце різке збільшення напружень (так званий крайовий ефект).

На підставі проведених розрахунків визначена довговічність буксового вузла, обладнаного конічними роликовими підшипниками касетного типу. Вона перевищує 9 млн. км, що відповідає вимогам нормативної документації [32].

4.4 Висновки до розділу

Розділ є основним науково-дослідницьким розділом роботи, в якому поєднано аналітичний підхід на основі теорії контакту Герца та чисельне моделювання методом скінченних елементів. Розроблено скінченно-елементну модель буксового вузла пасажирського вагона з дворядним конічним роликовим підшипником SKF CTBU 130, що враховує реальну геометрію корпусу букси, підшипникових кілець і 21 ролика в кожному ряді.

Модель побудована з використанням 10-вузлових тетраедральних елементів Solid92, контактних елементів CONTA174 та Targe170, із кроком сітки в зоні контакту 0,02 мм. Прийнято навантаження, що відповідає розрахунковому режиму при швидкості 300 км/год: радіальне 43,5 кН, осьове 22,75 кН. Матеріальні характеристики - модуль пружності кілець підшипника $2{,}1\times10^{11}$ Па, коефіцієнт Пуассона 0,3; корпусу букси $1{,}8\times10^{11}$ Па і 0,25 відповідно.

Результати розрахунку встановили характер розподілу контактних напружень уздовж твірної роликів. Максимальні напруження локалізовані у зоні контакту верхнього ролика з доріжкою кочення переднього підшипника, де радіальне навантаження є найбільшим за схемою навантаження вузла. Виявлено виражений крайовий ефект - різке зростання напружень у зоні переходу від твірної до торця ролика, що є характерним для конічних роликових підшипників і враховується при виборі матеріалів і технології виготовлення. Мінімальні напруження зафіксовано в середній частині твірної, де контактна площа максимальна. Встановлено, що максимальні контактні напруження не перевищують допустимого значення $\sigma_{доп}$ = 3500 МПа для лінійного контакту, що підтверджує достатній запас міцності конструкції.

Розрахунок довговічності за стандартом ISO 281 дав такі результати: базова динамічна вантажопідйомність $C_д$ = 920,1 кН, еквівалентне динамічне навантаження $P_{екв}$ = 107,5 кН. Розрахунковий ресурс L_{10} = 9,61 млн км - у 19 разів перевищує нормативну вимогу не менше 500 тис. км між технічними обслуговуваннями, що підтверджує відповідність обраного підшипника вимогам швидкісної експлуатації.

5 Визначення економічного ефекту

Метою розрахунку є оцінка економічної ефективності заміни базового циліндричного підшипника 42726 на новий конічний підшипник SKF CTBU 130 у буксових вузлах вагона. Технічний захід не впливає на доходи від перевезень, тому економічний ефект визначається як економія сукупних експлуатаційних витрат за варіантами підшипників за термін служби вагона [49, 50]. Базовим варіантом прийнято циліндричний роликовий підшипник 42726, новим варіантом - конічний підшипник SKF CTBU 130. Вихідні дані для розрахунку наведено у таблиці 5.1 [51].

Таблиця 5.1 - Порівняльна техніко-економічна характеристика вагонів за варіантами підшипників

Найменування показника	Варіант підшипника	
	базовий	новий
Тип підшипника	Циліндричний 42726	Конічний SKF CTBU 130
Кількість підшипників на вагон, од.	8	16
Ціна підшипника, грн.	29000	43000
Пробіг вагона до проміжної ревізії підшипників, тис. км	182,5	не передбачено
Пробіг вагона до повної заміни підшипників, тис. км	365	1460
Середньодобовий пробіг вагона, км	500	500
Трудомісткість проведення проміжної ревізії підшипників вагона, люд-год.	6	-
Середній розряд роботи з проведення проміжної ревізії	4	-
Трудомісткість проведення повної заміни підшипників вагона, люд-год.	10	14
Середній розряд роботи з проведення повної заміни підшипників вагона	5	5
Термін служби вагона, роки	24	24

Конічний підшипник SKF CTBU 130 має суттєво більший ресурс пробігу до повної заміни порівняно з циліндричним 42726 та не потребує проведення проміжної ревізії, що скорочує трудомісткість обслуговування буксового вузла.

Періодичність проведення проміжної ревізії та повної заміни підшипників визначається відношенням відповідного нормативного пробігу до середньодобового пробігу вагона (5.1):

$$T_i = \frac{L_i \times 1000}{l_{доб} \times 365} \text{ років,} \quad (5.1)$$

де L_i - нормативний пробіг до проміжної ревізії або повної заміни підшипників, тис. км;

$L_{доб}$ - середньодобовий пробіг вагона, км.

Періодичність проведення проміжної ревізії підшипників базового варіанту підшипника:

$$T_{рев.б} = \frac{182{,}5 \times 1000}{500 \times 365} = 1 \text{ рік.}$$

Періодичність проведення повної заміни підшипників базового варіанту:

$$T_{пз.б} = \frac{365{,}0 \times 1000}{500 \times 365} = 2 \text{ роки.}$$

Періодичність проведення повної заміни підшипників нового варіанту:

$$T_{пз.н} = \frac{1460 \times 1000}{500 \times 365} = 8 \text{ років.}$$

Розподіл робіт з проміжної ревізії та повної заміни за варіантами підшипників за роками служби вагона наведено у таблиці 5.2 [51].

Таблиця 5.2 - Розподіл робіт з проміжної ревізії та повної заміни за варіантами підшипників за роками служби вагона

Рік	Варіант підшипника		
	базовий		новий
	Проміжна ревізія	Повна заміна	Повна заміна
1	+		
2		+	
3	+		
4		+	
5	+		
6		+	
7	+		
8		+	+
9	+		
10		+	
11	+		
12		+	
13	+		
14		+	
15	+		
16		+	+
17	+		
18		+	
19	+		
20		+	
21	+		
22		+	
23	+		
24 Списання			

*Примітка: "+" - рік проведення робіт; роки без проведення робіт у таблиці не наведені.

Прямі виробничі витрати на основну заробітну плату робітників, що виконують проміжну ревізію або повну заміну підшипників, визначаються за відповідною формулою (5.2):

$$ЗП_{осн} = Т_р \times ГТС, \text{ грн}, \quad (5.2)$$

де Тр - трудомісткість виконання робіт, люд-год;

ГТС - годинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, грн/год.

Витрати на додаткову заробітну плату та інші заохочувальні заходи визначаються за формулою (5.3):

$$ЗП_{дод} = ЗП_{осн} \times k_{дод} \text{ грн}, \quad (5.3)$$

де $k_{дод}$ = 1,50 - коефіцієнт додаткової заробітної плати та інших заохочувальних заходів (150 %).

Відрахування на соціальні заходи (єдиний соціальний внесок) визначаються за формулою (5.4):

$$ЄСВ = (ЗП_{осн} + ЗП_{дод}) \times k_{ЄСВ} \text{ грн}, \quad (5.4)$$

де $k_{ЄСВ}$ = 0,22 - ставка єдиного соціального внеску (22 %).

Розрахунок прямих виробничих витрат на оплату праці робітників та відрахування на соціальні заходи (єдиний соціальний внесок) для проведення проміжної ревізії базового варіанта підшипників наведено у таблиці 5.3 [51].

Таблиця 5.3 - Розрахунок прямих виробничих витрат на оплату праці робітників та відрахування на соціальні заходи (єдиний соціальний внесок) для проведення проміжної ревізії базового варіанта підшипників

Варіант підшипників	Розряд роботи	Годинна тарифна ставка, грн.	Трудомісткість, люд-год.	Витрати на основну заробітну плату, грн.	Витрати на додаткову заробітну плату, грн.	Єдиний соціальний внесок, грн.
Базовий	4	105	6	630,00	945,00	346,50

Розрахунок прямих виробничих витрат на оплату праці робітників та відрахування на соціальні заходи (єдиний соціальний внесок) для проведення повної заміни за варіантами підшипників наведено у таблиці 5.4 [51].

Таблиця 5.4 - Розрахунок прямих виробничих витрат на оплату праці робітників та відрахування на соціальні заходи (єдиний соціальний внесок) для проведення повної заміни за варіантами підшипників

Варіант підшипників	Розряд роботи	Годинна тарифна ставка, грн.	Трудомісткість, люд-год.	Витрати на основну заробітну плату, грн.	Витрати на додаткову заробітну плату, грн.	Єдиний соціальний внесок, грн.
Базовий	5	118	10	1180,00	1770,00	649,00
Новий	5	118	14	1652,00	2478,00	908,60

Прямі виробничі матеріальні витрати на заміну підшипників визначаються за формулою (5.5):

$$М_з = N \times Ц \text{ грн}, \quad (5.5)$$

де N - кількість підшипників на вагон, шт.;

Ц - ціна підшипника, грн/шт.

Розрахунок прямих виробничих матеріальних витрат на заміну підшипників за варіантами наведено у таблиці 5.5 [51].

Таблиця 5.5 - Розрахунок прямих виробничих матеріальних витрат на заміну підшипників за варіантами

Варіант підшипників	Кількість підшипників на вагон, од.	Ціна за одиницю підшипника, грн.	Сума витрат, грн.
Базовий	8	29000	232000
Новий	16	43000	688000

Загальновиробничі витрати визначаються за формулою (5.6):

$$З_в = ЗП_{осн} \times k_{зв} \text{ грн}, \quad (5.6)$$

де $k_{зв}$ = 1,90 - коефіцієнт загальновиробничих витрат 190 %.

Результати розрахунку загальновиробничих витрат на проведення проміжної ревізії та повної заміни підшипників за варіантами наведено у таблиці 5.6 [51].

Таблиця 5.6 - Результати розрахунку загальновиробничих витрат на проведення проміжної ревізії та повної заміни підшипників за варіантами

Найменування витрат	Варіант підшипника		
	базовий		новий
	Проміжна ревізія	Повна заміна	Повна заміна
Загальновиробничі витрати, грн.	1197	2242	2242

Результати розрахунку виробничих витрат на проведення проміжної ревізії підшипників та повної заміни за варіантами наведено у таблиці 5.7 [51].

Таблиця 5.7 - Результати розрахунку виробничих витрат на проведення проміжної ревізії підшипників за варіантами

Найменування витрат	Варіант підшипника		
	базовий		новий
	Проміжна ревізія	Повна заміна	Повна заміна
Витрати на основну заробітну плату	630,0	1180,0	1652,0
Витрати на додаткову заробітну плату та інші заохочувальні заходи	945,0	1770,0	2478,0
Відрахування на соціальні заходи	346,5	649,0	908,6
Витрати на матеріали		232000,0	688000,0
Загальновиробничі витрати	1197,0	2242,0	2242,0
Разом	3118,5	237841,0	695280,6

Річна економія поточних витрат на проміжну ревізію та повну заміну підшипників визначається за формулою (5.7):

$$\Delta B_t = \Delta B_{t.б} \Delta B_{t.н} \text{ грн.} \quad (5.7)$$

де Вт.б, Вт.н - поточні витрати у рік t за базовим і новим варіантами відповідно.

Розрахунок економії поточних витрат на проміжну ревізію та повну заміну підшипників за роками служби вагона наведено у таблиці 5.8 [51, 52].

Таблиця 5.8 - Розрахунок економії експлуатаційних витрат за роками служби вагона

Рік	Варіант підшипника			Річна економія поточних витрат, тис. грн.
	базовий		новий	
	Проміжна ревізія	Повна заміна	Повна заміна	
1	3118,5			3,119
2		237841,0		237,841
3	3118,5			3,119
4		237841,0		237,841
5	3118,5			3,119
6		237841,0		237,841
7	3118,5			3,119
8		237841,0	695280,6	-457,440
9	3118,5			3,119
10		237841,0		237,841
11	3118,5			3,119
12		237841,0		237,841
13	3118,5			3,119
14		237841,0		237,841
15	3118,5			3,119
16		237841,0	695280,6	-457,440
17	3118,5			3,119
18		237841,0		237,841
19	3118,5			3,119
20		237841,0		237,841
21	3118,5			3,119

Продовження таблиці 5.8

1	2	3	4	5
22		237841,0		237,841
23	3118,5			3,119
24 Списання				
Разом	37422,0	2616251,0	1390561,2	1263,1

Оскільки технічний захід не впливає на доходи від перевезень, економічний ефект у рік t визначається економією поточних витрат на проміжну ревізію та повну заміну підшипників з урахуванням приведення різночасових витрат (5.8):

$$E_t = \Delta B_t \times a_t \text{ грн}, \quad (5.8)$$

Коефіцієнт дисконтування визначається за формулою (5.9):

$$a_t = \frac{1}{(1+E_н)^{(t-1)}} \text{ грн}, \quad (5.9)$$

де $E_н = 0,1$ - норма дисконту.

Розрахунок економічного ефекту від впровадження нового варіанту підшипників в розрахунку на 1 вагон наведено у таблиці 5.9 [51, 52].

Таблиця 5.9 - Розрахунок економічного ефекту від впровадження нового варіанту підшипників в розрахунку на 1 вагон

Рік	Річна економія поточних витрат, тис. грн.	Коефіцієнт дисконтування	Економічний ефект з урахуванням дисконтування, тис. грн.	Теж наростаючим підсумком, тис. грн.
1	2	3	4	5
1	3,1	1,000	3,119	3,119
2	237,8	0,909	216,219	219,338
3	3,1	0,826	2,577	221,915
4	237,8	0,751	178,693	400,608

Продовження таблиці 5.9

1	2	3	4	5
5	3,1	0,683	2,130	402,738
6	237,8	0,621	147,681	550,419
7	3,1	0,564	1,760	552,179
8	-457,4	0,513	-234,739	317,440
9	3,1	0,467	1,455	318,895
10	237,8	0,424	100,868	419,763
11	3,1	0,386	1,202	420,965
12	237,8	0,350	83,362	504,327
13	3,1	0,319	0,994	505,321
14	237,8	0,290	68,894	574,215
15	3,1	0,263	0,821	575,036
16	-457,4	0,239	-109,507	465,529
17	3,1	0,218	0,679	466,207
18	237,8	0,198	47,056	513,263
19	3,1	0,180	0,561	513,824
20	237,8	0,164	38,889	552,713
21	3,1	0,149	0,464	553,176
22	237,8	0,135	32,140	585,316
23	3,1	0,123	0,383	585,699
24 Списання				
Разом	1263,1		585,699	

Дисконтований економічний ефект від впровадження конічного підшипника SKF CTBU 130 замість циліндричного підшипника 42726 за термін служби вагона 24 роки у розрахунку на 1 вагон становить 585,699 тис. грн. Позитивне значення показника свідчить про економічну доцільність впровадження нового варіанту підшипників [49, 52].

5.1 Висновки до розділу

Проведено оцінку економічної ефективності заміни циліндричного підшипника 42726 на конічний підшипник SKF CTBU 130 у буксових вузлах пасажирського вагона. Встановлено, що новий підшипник потребує більших початкових витрат, проте забезпечує суттєве зниження витрат на технічне обслуговування та ремонт протягом експлуатації.

Розрахунки показали позитивний сумарний дисконтований економічний ефект у розмірі 585,699 тис. грн на один вагон, що підтверджує економічну доцільність впровадження нового варіанта.

Отримані результати свідчать про ефективність використання конічних підшипників, підвищення надійності рухомого складу та зменшення експлуатаційних витрат у довгостроковій перспективі.

Висновки

Дослідження та вибір конструкції буксових вузлів для швидкісного рухомого складу є актуальною темою для залізничної галузі України. У першому розділі провели аналіз стану пасажирського вагонного парку України станом на 2026 рік та чинників, що формують попит на залізничні перевезення. З аналізу бачимо, соціально-економічні й тарифно-цінові фактори разом зумовлюють значну частку пасажиропотоку, а технічний стан рухомого складу та рівень безпеки не відповідає сучасним вимогам. Отже доцільність розвивати швидкісний руху в Україні з огляду на досвід інтеграції залізниць до загальноєвропейської мережі. Розділ два містить порівняльний аналіз конструктивних особливостей рухомого складу швидкісного та прискореного руху, вітчизняного і закордонного виробництва. Розглянули ключові технічні характеристики поїздів, що дозволило сформулювати вимоги до ходових частин і буксових вузлів для руху на швидкостях понад 200 км/год. У розділі три проаналізували розвиток конструкцій буксових вузлів від підшипників ковзання до сучасних касетних підшипникових вузлів. Провели порівняльний огляд вітчизняних і зарубіжних конструкцій, сформульовано основні вимоги до букс швидкісного рухомого складу: висока вантажопідйомність, мала маса, інтегровані діагностичні елементи, ефективне мащення та стійкість до підвищених швидкостей. Четвертий розділ – основний розділ роботи. За допомогою методу скінченних елементів та аналітичного підходу Герца досліджено контактні напруження вздовж твірної роликів, побудовано геометричну модель буксового підшипникового вузла і проведено аналіз напружено-деформованого стану його елементів. Результати які ми отримали, підтверджують що рівень контактних напружень у вибраному підшипнику не перевищує допустимих значень за умов швидкісної експлуатації, що свідчить про достатній запас міцності конструкції. У п'ятому розділі наведено техніко-економічне обґрунтування заміни циліндричного підшипника 42726 на конічний підшипник SKF CTBU 130, сукупний приведений економічний ефект у розрахунку на один вагон досягає 585,699 тис. грн. Додатна величина цього показника є підтвердженням економічної обґрунтованості та високої результативності впровадження підшипників нового типу.

Список використаних джерел

1 Givoni, M., & Dobruškės, F. A review of retrospective data on modal shift and changes in demand following the introduction of high-speed rail services. Transport Reviews. 2013. Vol. 33, No. 6. pp. 720-742. DOI: 10.1080/01441647.2013.853707.

2 European Environment Agency. Modal Split in Passenger Transport [Electronic resource]. Luxembourg: EEA, 2023. URL: https://www.eea.europa.eu/en/analysis/indicators/share-of-transport-modes-in (accessed: 03/16/2026).

3 Wardman M. Demand for rail transport and the influence of external factors. Transportation Research Part E: Logistics and Transportation Review. 2006. Vol. 42, No. 3. Pp. 129-148. DOI: 10.1016/j.tre.2004.07.003.

4 UNIFE. Global Rail Transport Market Study: Forecast for 2024-2029 / European Association of Railway Equipment Suppliers (UNIFE), Bain & Company. - Brussels: UNIFE, 2024. - 56 p. - URL: https://www.unife.org/wp-content/uploads/2024/07/Abstract_UNIFE_World_Rail_Market_Study.pdf (accessed: 03/20/2026).

5 European Parliament, Directorate-General for Structural and Cohesion Policies. Prospects for Rolling Stock Supply in the EU / IPOL Study. - Brussels: European Parliament, 2023. - 114 p. - URL: https://www.europarl.europa.eu/RegData/etudes/STUD/2023/747263/IPOL_STU(2023)747263_EN.pdf (accessed: 03/18/2026).

6 International Union of Railways. IRS 50505-1: Railway Rolling Stock - Dimensions of Rolling Stock / International Union of Railways. - Paris: UIC, 2021. - URL: https://uic.org/com/enews/article/uic-publishes-first-edition-of-irs-50505-1-railway-transport-stock-rolling (accessed: 03/15/2026).

7 European Union Agency for Railways. Guide to the Application of the Technical Specification for Interoperability relating to Rolling Stock - Locomotives and Passenger Rolling Stock (LOC&PAS TSI) / ERA. - Valenciennes: ERA, 2023. - URL: https://www.era.europa.eu/system/files/2024-02/LOC-PAS_Guide-2023.pdf (accessed: 03/14/2026).

8 Spiryagin, M., Cole, K., Sun, Y. C., McLaughlin, M., Spiryagin, V., & McSweeney, T. Design and Modeling of Railway Vehicles. - Boca Raton: CRC Press, 2014. - 351 p. ISBN 978-1-4665-7566-0. DOI: 10.1201/b17029.

9 Knotte, K., Stichel, S. Dynamics of Railway Vehicles. - Cham: Springer International Publishing, 2017. - 249 pp. DOI: 10.1007/978-3-319-45376-7.

10 Ivnitsky, S. (ed.). Handbook of Railway Vehicle Dynamics. - Boca Raton: CRC Press, 2006. - 552 pp. ISBN 978-0-8493-3321-7.

11 Дизельний поїзд ДЕЛ-02 [Електронний ресурс]: технічні характеристики // Вікіпедія - вільна енциклопедія. - 2012. - URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%94%D0%95%D0%9B-02 (дата звернення: 04/05/2026).

12 Bruni S., Vinolas J., Berg M., Polach O., Stichel S. Modeling of suspension components in the context of railway vehicle dynamics. Vehicle System Dynamics. 2011. Vol. 49, No. 7. pp. 1021-1072. DOI: 10.1080/00423114.2011.586430.

13 Casketta E., Pagliara F., Papola A. Alternative approaches to trip distribution modeling: a retrospective review and proposals for combining different approaches. Papers in Regional Science. 2007. Vol. 86, No. 4. Pp. 597-620. DOI: 10.1111/j.1435-5957.2007.00135.x.

14 Campos, J., de Rus, G. Some general facts about high-speed rail: a review of high-speed rail experience worldwide. Transport Policy. 2009. Vol. 16, No. 1. pp. 19-28. DOI: 10.1016/j.tranpol.2009.02.008.

15 de Rus, G., Nash, K. Under what circumstances are investments in high-speed rail profitable? ITS Working Paper. - Leeds: University of Leeds, 2007. - 591. URL: https://eprints.whiterose.ac.uk/2547/ (accessed: 03/10/2026).

16 Wickerman, R. High-Speed Rail in Europe: Experience and Challenges for Future Development. The Annals of Regional Science. 1997. Vol. 31, No. 1. Pp. 21-38. DOI: 10.1007/BF01133246.

17 Givoni M. Development and Impact of Modern High-Speed Trains: A Review. Transport Reviews. 2006. Vol. 26, No. 5. Pp. 593-611. DOI: 10.1080/01441640600648106.

18 European Commission. EU Transport in Figures: Statistical Pocketbook 2023. - Luxembourg: EU Publications Office, 2023. - 148 p. ISBN 978-92-76-60540.

19 Marti-Henneberg, J. European Integration and the Evolution of Railway Networks: A Geographical Analysis of Their Impact on Regional Accessibility, 1950-2010. Journal of Transport Geography. 2015. Vol. 42. pp. 190-199. DOI: 10.1016/j.jtrangeo.2014.10.009.

20 Nash C. (ed.). Handbook of Research Methods and Their Applications in Transport Economics and Policy. - Cheltenham: Edward Elgar Publishing, 2015. - 480 pp. ISBN 978-1-78195-719-2.

21 Preston J. The Case for High-Speed Rail: A Review of Recent Evidence. RAC Foundation Report. - London, 2009. URL: https://www.racfoundation.org/research/mobility/the-case-for-high-speed-rail (accessed: 03/12/2026).

22 Beria P., Grimaldi R., Albala D., Bel G. Illusions of Success: Costs and Demand for High-Speed Rail in Italy and Spain. Transport Policy. 2018. Vol. 68. Pp. 63-79. DOI: 10.1016/j.tranpol.2018.04.012.

23 European Union Agency for Railways. Technical Specification for Interoperability relating to the rolling stock subsystem - locomotives and passenger rolling stock (LOC&PAS TSI): Commission Regulation (EU) No. 1302/2014, as amended / ERA. - Valenciennes: ERA, 2023. - URL: https://www.era.europa.eu/system/files/2023-10/Commission%20Regulation%20%28EU%29%201302-2014%20of%2018%20November%202014%20-%20consolidated%20version.pdf (accessed: 03/14/2026).

24 Dobruškės F., Deon S., Givoni M. Does the European high-speed railway affect current air traffic levels? An EU-wide analysis. Transportation Research Part A. 2014. Vol. 69. pp. 461-475. DOI: 10.1016/j.tra.2014.09.004.

25 Siemens Mobility GmbH. Velaro Novo: A New Generation High-Speed Train Concept [Electronic resource]. - Munich: Siemens AG Mobility Division, 2018. - URL: https://www.mobility.siemens.com/global/en/portfolio/rail/rolling-stock/high-speed-and-intercity-trains/velaro-novo.html (accessed: 03/12/2026).

26 Ivnitsky, S., Spiryagin, M., Cole, K., & McSweeney, T. (Eds.). Handbook of Railway Vehicle Dynamics. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, 2020. 742 pp. ISBN 978-0-429-50535-3.

27 Мартинов І.Е., Равлюк В.Г. Вагони: Навчальний посібник. - Харків: УкрДАЗТ, 2012. - Ч. 1. - 156 с. (навчальний посібник з конструкції вагонів, розділи буксових вузлів) URL: http://lib.kart.edu.ua/bitstream/123456789/2351/1/%D0%9D%D0%B0%D0%B2%D1%87%D0%B0%D0%BB%D1%8C%D0%BD%D0%B8%D0%B9%20%D0%BF%D0%BE%D1%81%D1%96%D0%B1%D0%BD%D0%B8%D0%BA.pdf

28 Горбенко А.П., Мартинов І.Е. Конструювання та розрахунки вагонів: Навчальний посібник. - Харків: УкрДАЗТ, 2007. - 150 с. (конструкційні особливості колісних пар, буксових вузлів) URL: http://lib.kart.edu.ua/bitstream/123456789/8378/1/%D0%9D%D0%B0%D0%B2%D1%87%D0%B0%D0%BB%D1%8C%D0%BD%D0%B8%D0%B9%20%D0%BF%D0%BE%D1%81%D1%96%D0%B1%D0%BD%D0%B8%D0%BA.pdf

29 Мартинов І.Е., Сліпченко М.В. Аналіз особливостей конструкцій буксових вузлів пасажирських вагонів // Збірник наукових праць УкрДАЗТ. - Харків: УкрДАЗТ, 2014. - Вип. 147. - С. 56-62. (розвиток конструкцій буксових вузлів, перехід від ковзання до кочення) URL: https://kart.edu.ua/wp-content/uploads/2020/06/tht_147.pdf

30 Мартинов І.Е. Технічний стан буксових роликопідшипників вантажних вагонів / І.Е. Мартинов // Зб. наук. праць Харківської державної академії залізничного транспорту. - Харків, 2000. - Вип. 41. - С. 38-42. (аналіз недоліків буксових вузлів з підшипниками ковзання та кочення) URL: http://csw.kart.edu.ua/article/view/81049

31 Мартинов І.Е., Труфанова А.В., Мельничук В.Л., Христан М.В. До питання оптимізації конструкції буксових вузлів рухомого складу // Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізн. трансп. - Харків: УкрДАЗТ, 2013. - Вип. 141. - С. 70-75. (аналіз роликових підшипників у буксах, циліндричні vs сферичні) URL: https://csw.kart.edu.ua/

32 Мартинов І.Е., Ільчишин В.М., Семененко А.П. Аналіз технічного стану буксових вузлів критих вантажних вагонів // Зб. наук. праць УкрДАЗТ. - Харків: УкрДАЗТ, 2013. - Вип. 136. - С. 93-98. (технічні характеристики циліндричних підшипників 30-42726Л2М та 30-232726) URL: https://kart.edu.ua/wp-content/uploads/2020/06/tht_136.pdf

33 Shadur, L.A. (ed.) Railcars: Design, Theory, and Calculation. Transport, 1980. - 439 p. (axial loads on cylindrical roller bearings, dynamic effects) URL: https://scbist.com/vagony-i-vagonnoe-hozyaistvo/6783-knigi-vagonnikam.html

34 Мартинов І.Е. До питання удосконалення конструкції конічних підшипників транспортних засобів / І.Е. Мартинов // Зб. наук. праць. - Харків: УкрДАЗТ, 2009. - Вип. 107. - С. 45-50. (гранична швидкість для циліндричних підшипників 160 км/год, конструкція букси швидкісного потяга Аврора) URL: http://csw.kart.edu.ua/

35 Мартинов І.Е. Основні результати експлуатаційних випробувань здвоєних циліндричних підшипників касетного типу // Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. - Харків: УкрДУЗТ, 2014. - Вип. 145. - С. 81-90. (конічні підшипники японського потяга Star 21; конічні підшипники без торцевого кріплення) URL: http://csw.kart.edu.ua/article/view/81049

36 Мартинов І.Е., Труфанова А.В., Мельничук В.Л., Христан М.В. До питання оптимізації конструкції буксових вузлів рухомого складу // Збірник наукових праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп. - Харків: УкрДАЗТ, 2013. - Вип. 141. - С. 70-75. URL: http://csw.kart.edu.ua/article/view/81049

37 SKF Evolution. New sensor solutions for railways [Online resource]. - Available at: https://evolution.skf.com/us/new-sensor-solutions-for-railways/ (article from the official SKF magazine on integrated temperature and speed sensors in TBU bearing units for railway rolling stock)

38 Труфанова А.В. Аналіз перспективних конструкцій буксових вузлів вагонів / А.В. Труфанова, В.О. Шовкун, С.О. Міроненко // Збірник наукових праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп. - Харків: УкрДАЗТ, 2014. - Вип. 147. - С. 50-53. URL: https://kart.edu.ua/wp-content/uploads/2020/06/tht_147.pdf

39 Мартинов І.Е., Труфанова А.В., Мельничук В.Л., Христан М.В. До

питання оптимізації конструкції буксових вузлів рухомого складу // Збірник наукових праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп. - Харків: УкрДАЗТ, 2013. - Вип. 141. - С. 70-75. URL: http://csw.kart.edu.ua/article/view/81049

40 EN 12082:2017+A1:2021 Railway applications. Axleboxes. Performance testing. - European Committee for Standardization (CEN), 2017. - 62 p. URL: https://www.en-standard.eu/bs-en-12082-2017-a1-2021-railway-applications-axleboxes-performance-testing/

41 KF Evolution. High speed in railways [Electronic resource]. - SKF Group, 2016. - Access mode: https://evolution.skf.com/en/high-speed-railway/

42 Schaeffler Group. Axlebox Bearings for Passenger Cars & Locomotives [Electronic resource]. - Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2024. - Available at: https://www.schaeffler.com/en/products-and-solutions/industrial/industry_solutions/rail/axlebox_bearings_passenger_cars_locomotives/

43 Tymoshenko S.P., Goodier J. Theory of Elasticity. Nauka, 1979. - 560 p. URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%A2%D0%B5%D0%BE%D1%80%D1%96%D1%8F_%D0%BF%D1%80%D1%83%D0%B6%D0%BD%D0%BE%D1%81%D1%82%D1%96

44 Мартинов І.Е., Шовкун В.О. Дослідження напружено-деформованого стану елементів буксових підшипникових вузлів // Збірник наукових праць УкрДАЗТ. - Харків: УкрДАЗТ, 2013. - Вип. 139. - С. 104-110. (розподіл напружень при лінійному контакті, формула ширини площадки контакту) URL: https://kart.edu.ua/wp-content/uploads/2020/06/tht_139.pdf

45 Мартинов І.Е., Шовкун В.О. Визначення контактних напружень у роликових підшипниках буксових вузлів залізничного рухомого складу методом скінченних елементів // Збірник наукових праць УкрДАЗТ. - Харків: УкрДАЗТ, 2014. - Вип. 147. - С. 63-70. (метод розбиття площадки контакту на смуги; метод скінченних елементів) URL: https://kart.edu.ua/wp-content/uploads/2020/06/tht_147.pdf

46 Johnson, K. Mechanics of Contact Interaction / Translated from English. Mir, 1989. - 510 p. - ISBN 5-03-000994-9. URL for viewing/downloading:

https://www.studmed.ru/dzhonson-k-mehanika-kontaktnogo-vzaimodeystviya_15f4c05f425.html

47 Балака Є. І. та ін. Загальні положення про економічну ефективність інвестицій : навчальний (або навчально-методичний) посібник. Харків, 2009.

48 Калабухін Ю. Є., Шраменко Н. Ю. Методика розрахунку зміни економічного результату (ΔЕТ), показників αt, ΔКt, ΔВt : методичні вказівки. Ч. 1. Харків, 2009.

49 Калабухін Ю. Є., Шраменко Н. Ю. Методика розрахунку складових експлуатаційних витрат : методичні вказівки. Ч. 2. Харків, 2011.

50 Калабухін Ю. Є., Шраменко Н. Ю. Методика розрахунку економічного ефекту : методичні вказівки. Ч. 3. Харків, 2012.

Метадані

ДОКУМЕНТ

Заголовок

Плагіат Тельпук А.С. 222-ВВГ-Д24

Автор	Науковий керівник / Експерт	ІД документу
Тельпук Андрій Сергійович	**Труфанова А.В.**	**334233848**

ОРГАНІЗАЦІЯ

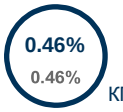
Назва організації	Підрозділ
Ukrainian State University of Railway Transport	**Кафедра "Інженерія вагонів та якість продукції"**

ЗВІТ

Дата звіту	Дата редагування
2026-06-09	**---**

Обсяг знайдених подібностей

Коефіцієнт подібності визначає, який відсоток тексту по відношенню до загального обсягу тексту було знайдено в різних джерелах. Зверніть увагу, що високі значення коефіцієнта не автоматично означають плагіат. Звіт має аналізувати компетентна / уповноважена особа.



КП 1

5207	40466
Кількість слів	Кількість символів

Тривога

У цьому розділі відображаються ознаки МОЖЛИВИХ текстових маніпуляцій, які можуть впливати на результати аналізу подібності. Деякі зміни можуть бути непомітними під час читання документа, але впливати на результати перевірки. Оцініть, чи є такі зміни навмисними. У разі виникнення запитань зверніться до служби підтримки.

Заміна букв	ß	0
Інтервали	A→	0
Мікропробіли	·	0
Білі знаки	ß	0
Парафрази (SmartMarks)	a	1

Джерела

Нижче наведений список джерел. В цьому списку є джерела із різних баз даних. Колір тексту означає в якому джерелі він був знайдений. Ці джерела і значення Коефіцієнту Подібності не відображають прямого плагіату. Необхідно відкрити кожне джерело і проаналізувати зміст і правильність оформлення джерела.

10 найдовших фраз — Колір тексту

#	НАЗВА ТА АДРЕСА ДЖЕРЕЛА URL (НАЗВА БАЗИ)	КІЛЬКІСТЬ ІДЕНТИЧНИХ СЛІВ (ФРАГМЕНТІВ)
1	Земляний [redacted] 12/17/2024	18 (0.35 %)

Ukrainian State University of Railway Transport (Кафедра "Інженерія вагонів та якість продукції")

2	http://www.uintei.kiev.ua/sites/default/files/vzaemniy_vpliv.pdf	6 (0.12 %)

База даних RefBooks

#	ЗАГОЛОВОК	КІЛЬКІСТЬ ІДЕНТИЧНИХ СЛІВ (ФРАГМЕНТІВ)

Домашня база даних (0.35 %)

#	ЗАГОЛОВОК	КІЛЬКІСТЬ ІДЕНТИЧНИХ СЛІВ (ФРАГМЕНТІВ)
1	Земляний [redacted] 12/17/2024 Ukrainian State University of Railway Transport (Кафедра "Інженерія вагонів та якість продукції")	18 (1) (0.35 %)

Програма обміну базами даних

#	ЗАГОЛОВОК	КІЛЬКІСТЬ ІДЕНТИЧНИХ СЛІВ (ФРАГМЕНТІВ)

Інтернет (0.12 %)

#	ДЖЕРЕЛО URL	КІЛЬКІСТЬ ІДЕНТИЧНИХ СЛІВ (ФРАГМЕНТІВ)
2	http://www.uintei.kiev.ua/sites/default/files/vzaemniy_vpliv.pdf	6 (1) (0.12 %)

Список прийнятих фрагментів

#	ЗМІСТ	КІЛЬКІСТЬ ОДНАКОВИХ СЛІВ (ФРАГМЕНТІВ)